



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**PROJETO GNU DO CERRADO KART-CROSS:
DESCRIÇÃO, ERGONOMIA E ANÁLISE
ESTRUTURAL.**

**Autor: Welder A. Ribeiro
Orientador: Henrique G. de Moura**

**Brasília, DF
2014**



WELDER ARAÚJO RIBEIRO

**PROJETO GNU DO CERRADO KART-CROSS: DESCRIÇÃO, ERGONOMIA
E ANÁLISE ESTRUTURAL.**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Professor Dr. Henrique Gomes de Moura.

**Brasília, DF
2014**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

RIBEIRO, Welder Araújo.

Projeto GNU do Cerrado Kart-Cross: Descrição,
Ergonomia e Análise Estrutural / Welder Araújo Ribeiro.
Brasília: UnB, 2014. 185 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Bacharel em Engenharia Automotiva) –
Universidade de Brasília

Faculdade do Gama, Brasília, 2014. Orientação: Henrique G.
Moura.

1. Kart-Cross. 2. Ergonomia. 3. Análise Estrutural
MOURA, Henrique Gomes de. Projeto GNU do Cerrado
Kart-Cross.

CDU Classificação



PROJETO GNU DO CERRADO KART-CROSS: DESCRIÇÃO, ERGONOMIA E ANÁLISE ESTRUTURAL.

Welder Araújo Ribeiro

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 25 de junho de 2014, apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. (Dr.): Henrique Gomez de Moura, UnB/ FGA
Orientador

Prof. (Msc.): Saleh Barbosa Khalil, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. (Msc.): Lucival Malcher, UnB/ FT
Membro Convidado

Brasília, DF
2014

Esse trabalho é dedicado aos estudantes de Engenharia Automotiva da Faculdade do Gama e para a comunidade que o cerca.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao orientador Dr. Henrique G. Moura. Aos professores da Faculdade do Gama, em especial, aos professores Msc. Saleh Barbosa Khalil, Dr. Evandro Leonardo Silva Teixeira, Msc. Mateus Rodrigues Miranda e Dr^a Suzana Moreira Ávila. Aos familiares Maria de Fátima Araújo Ribeiro, Welligton José Ribeiro, Welligton José Ribeiro Júnior, Everton Araújo Ribeiro e Rômulo Ferreira Fernandes. Aos colegas Guilherme Andrade de Oliveira, João Paulo Moreira Bento, Fernanda Almeida Leite, João Luiz Kaled, Raniere Silva Neves e Israel Macedo. Aos amigos Danielle Sayuri Kuratani, Felipe Simões e Marcos Vinícius Arruda Penna. Aos membros da equipe UnBaja Gama: Bruno Santiago, Eduardo Santos, Felipe Soares, Heitor Esposte, João Ruella, João Taborda, José Carlos, Larissa Massote, Lucas Fidelis, Lucas Galvão, Matheus Barros, Orlânia Rodrigues, Guilherme Pacheco, Pedro Camargo, Raifran Júnior, Ítalo Costa de Siqueira Oliveira e Hugo Ferreira Moore. À empresa Veloztech Engenharia de Competição, principalmente ao Cefas de Oliveira Souza.

“Todo efeito tem uma causa. Todo efeito inteligente tem uma causa inteligente. O poder da causa inteligente está na razão da grandeza do efeito”

Allan Kardec

RESUMO

O foco principal do trabalho está no projeto de um *chassi* veicular Off-Road, bem como na descrição dos sistemas automotivos selecionados para aplicação em um *Kart-Cross*, de acordo com a padronização de projetos automotivos encontrada em livros especializados e em protocolos técnicos. O *Kart-Cross* é um veículo robusto, capaz de transitar em terrenos com condições diversas, com dimensões de aproximadamente 2,4 m de comprimento, 1,7 m de altura (solo ao teto), 1,95 m de entre-eixos, 1,85 m de bitola dianteira e 1,74 m de bitola traseira, 0,8 m na largura do *chassi*, 1,2 m na altura do *chassi* e com carga aproximada de 280 Kg sem o condutor. O projeto compreende a seleção de componentes automotivos do *powertrain*, sistema de freios, sistema de direção, sistemas elétricos e sistema de suspensão. Os estudos ergonômicos realizados possuem o foco no posicionamento adequado do assento do motorista, para que o mesmo tenha melhor acesso aos pedais, volante e demais sistemas. O projeto do *chassi* foi executado com procedimentos de solda de elementos tubulares. No decorrer do projeto foram utilizados recursos computacionais, tais como o CATIA e o ADAMS-Car, combinados com cálculos analíticos sobre a dinâmica veicular e suas consequências sobre o projeto estrutural.

Palavras-chave: *Kart-Cross*. Ergonomia. Análise Estrutural.

ABSTRACT

The presented work is focused on the project of an off-road vehicle chassis, considering the description of the selected automotive systems for a Kart-Cross application, according to automotive project standardization founded in specialized books and technical protocols. The Kart-Cross is a robust vehicle capable of moving on lands with various conditions , with dimensions of approximately 2.4 m long, 1.7 m in height (ground to roof) , 1.95 m wheelbase , 1.9 m of gauge , 0.8 m in chassis width , 1.2 m in height and chassis load close to 280 kg without driver . The project comprises the selection of automotive powertrain components, brake system, steering system, electrical systems, and suspension system. Ergonomic studies were focused on the driver's seat position, in order to allow a better access to the pedals, steering wheel and other system. The chassis designing was executed applying welding procedures of tubular elements. During the project were used computational resources, such as CATIA and ADAMS-Car, combined with analytical calculations on the vehicle dynamics and their impact on the structural project.

Keywords: Kart-Cross. Ergonomics. Structural Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Veículo projetado em seu trajeto usual.	19
Figura 2. Características do tubo redondo (Fonte: Catálogo técnico da Gravia).	21
Figura 3. Perfil tubular (MDSolids).	22
Figura 4. Estrutura do <i>chassi</i> representada no CATIA.	22
Figura 5. Identificação dos elementos tubulares.	23
Figura 6. Cotas do elemento 1.	24
Figura 7. Cotas do elemento 2 (Cotas em mm).	24
Figura 8. Cotas do elemento 3 (Cotas em mm).	25
Figura 9. Cotas do elemento 4 (Cotas em mm).	25
Figura 10. Cotas do elemento 5 (Cotas em mm).	26
Figura 11. Identificação dos tubos retos.	26
Figura 12. Características do tubo retangular (Fonte: Catálogo técnico da Gravia).	28
Figura 13. Perfil retangular (MDSolids).	28
Figura 14. Estrutura com <i>chassi</i> e <i>sub-chassi</i> (Catia).	29
Figura 15. Identificação dos tubos retangulares.	29
Figura 16. Estrutura com as chapas posicionadas e identificadas.	30
Figura 17. Figura e cotas da chapa C1 (Cotas em mm e graus).	31
Figura 18. Cotas da C2 (Cotas em mm).	32
Figura 19. Cotas chapa C3 (Cotas em mm).	32
Figura 20. Cotas das chapas C4 (esquerda) e C5 (direita) (Cotas em mm).	33
Figura 21. Cotas da chapa C6 (Cotas em mm e graus).	33
Figura 22. Cotas da chapa C8 (Cotas em mm).	34
Figura 23. Cotas C9.	34
Figura 24. Cotas C10.	35
Figura 25. Estrutura com assoalho à direita e cotas à esquerda (Cotas em mm).	35
Figura 26. Estrutura com a tela à esquerda e cotas da tela à direita (Cotas em mm).	36
Figura 27. Veículo de tração traseira com motor à frente do eixo.	37
Figura 28. Comportamento sobresterçante. (Fonte: www.mytrackshedule.com)	38
Figura 29. Rampa com inclinação de 40%.	39
Figura 30. Perfis de velocidade, aceleração e potência.	42
Figura 31. Curva de Potência e Torque do motor Honda CB 400.	43
Figura 32. Coroa utilizada, possui 51 dentes.	45
Figura 33. Curvas de Potência.	48
Figura 34. Curva de Potência Líquida.	49
Figura 35. Curvas de Força.	49
Figura 36. Diagrama de transmissão.	50
Figura 37. Curva de velocidade para escorregamento em função do raio da curva.	51
Figura 38. Curva de velocidade para tombamento em função do raio da curva.	51
Figura 39. Câmbio do tipo borboleta para adaptação em kart. (Fonte: Site da Bepikart)	52
Figura 40. Peça responsável por unir a coroa ao eixo de tração.	52
Figura 41. Eixo de tração do veículo.	53
Figura 42. Junta universal de dois flanges.	53
Figura 43. Mancal de rolamento com vista em corte da peça (Fonte: www.rolmax.com.br).	54
Figura 44. Semi-eixo com homocinética e trizeta utilizado no veículo (Fonte: acessoriosepeças.carz.com.br/).	55

Figura 45. Tanque de combustível.	55
Figura 46. Identificação dos componentes do <i>Powertrain</i>	56
Figura 47. Pedal do freio.	57
Figura 48. Cilindro mestre com reservatório.	58
Figura 49. Pinça de freio.	59
Figura 50. Pastilhas de freio.	59
Figura 51. Disco de freio.	60
Figura 52. Posicionamento do CG com suas respectivas dimensões e reações nos eixos.	60
Figura 53. Representação do veículo como uma viga bi-apoiada.	61
Figura 54. Forças atuantes nos eixos e no CG.	62
Figura 55. Curva de distância de frenagem em função da velocidade.	66
Figura 56. Relação do pedal de freio.	67
Figura 57. Identificação dos componentes do sistema de freios.	68
Figura 58. Vista explodida dos componentes da suspensão traseira.	69
Figura 59. Vista explodida dos componentes da suspensão dianteira (sem os braços e <i>uniballs</i>).	70
Figura 60. Cubo de roda, freio, ponta de eixo, rolamento, manga, roda e pneu da dianteira.	70
Figura 61. Braço superior da dianteira.	71
Figura 62. Braço superior da traseira.	71
Figura 63. Braço inferior da dianteira.	71
Figura 64. Braço inferior traseiro.	72
Figura 65. Manga dianteira.	72
Figura 66. Manga traseira.	73
Figura 67. Cubo de roda dianteiro.	73
Figura 68. Cubo de roda traseiro.	74
Figura 69. Ponta de eixo.	74
Figura 70. Terminal rotular esférico de rosca externa ou pivô ou <i>uniball</i>	75
Figura 71. Mola.	76
Figura 72. Amortecedor.	77
Figura 73. Conjunto mola, amortecedor e bandejas.	77
Figura 74. Desenho em CAD da roda e pneu usado.	78
Figura 75. Bitola dianteira e traseira do veículo.	78
Figura 76. Cambagem da suspensão dianteira (ADAMS-Car).	79
Figura 77. Gráfico de câster da suspensão dianteira (ADAMS-Car).	80
Figura 78. Gráfico da inclinação do pino mestre para a suspensão dianteira (ADAMS-Car).	81
Figura 79. Gráfico de convergência ou divergência da suspensão dianteira (ADAMS-Car).	82
Figura 80. Gráfico da posição do centro de rolagem para a suspensão dianteira (ADAMS-Car).	82
Figura 81. Identificação dos componentes da suspensão.	85
Figura 82. Volante adquirido para o veículo e seu desenho em CAD (Fonte: www.streetpower.com.br).	87
Figura 83. Exemplo de coluna do tipo bipartida (Fonte: www.cdmbarras.com.br).	87
Figura 84. Caixa de direção com barras de direção desenhada em CAD.	88
Figura 85. Barra de direção.	88
Figura 86. Terminal da direção.	89
Figura 87. Esquemático da geometria de Ackerman (Fonte: Gillespie, 1992).	89

Figura 88. Ângulo máximo de esterçamento da roda.	90
Figura 89. Adaptação da geometria de Ackerman para encontrar o raio de curvatura. .	90
Figura 90. Identificação dos componentes da direção.	92
Figura 91. Diagrama elétrico do sistema.	93
Figura 92. Dimensões da bateria de acordo com o fabricante.	95
Figura 93. Identificação dos componentes do sistema elétrico.	100
Figura 94. Princípio de funcionamento do sensor Hall.	101
Figura 95. Sensor de combustível.	101
Figura 96. Painel do veículo.	102
Figura 97. Velocímetro e conta giros em funcionamento.	102
Figura 98. Estrutura com aplicação do Zarcão.	103
Figura 99. Estrutura com aplicação do primer.	104
Figura 100. Extintor de incêndio.	105
Figura 101. Retrovisor direito.	105
Figura 102. Banco automotivo do tipo concha e modelo virtual em CAD (Fonte: site da San Marino Race).	105
Figura 103. Cinto de segurança estático de quatro pontas (Fonte: site da San Marino Race).	106
Figura 104. Distância correta do posicionamento do cinto (Baja SAE International).	106
Figura 105. Distância entre os cintos que passam sobre o ombro.	107
Figura 106. Ângulos e medidas para a parte inferior do cinto (Baja SAE International).	107
Figura 107. Como realizar fixação do cinto na parte inferior (Baja SAE International).	107
Figura 108. Capacete em CAD e capacete moto cross (Fonte: www.texx.com.br).	108
Figura 109. Óculos de proteção. (Fonte: www.texx.com.br)	108
Figura 110. Macacão. (Fonte: www.sparco.com.br)	109
Figura 111. Luvas de corrida. (Fonte: www.sparco.com.br)	109
Figura 112. Sapatilhas de corrida. (Fonte: www.corsaracing.com.br)	110
Figura 113. Balaclava. (Fonte: www.sparco.com.br)	110
Figura 114. Veículo com todos os componentes.	111
Figura 115. Planta do posicionamento de componentes na carroceria (vista lateral)... ..	111
Figura 116. Malha de elementos finitos da estrutura a ser analisada.	115
Figura 117. Análise estática da estrutura.	116
Figura 118. Frequências de ressonância do corpo humano (Fonte: www.4work.pt)... ..	117
Figura 119. Esquemático de um sistema massa mola amortecido (Adaptado de: www.mspc.eng.br).	118
Figura 120. Modos de vibração das frequências mostradas (7º ao 10º modo).	119
Figura 121. Fixação e aplicação de carregamento da estrutura para análise harmônica.	121
Figura 122. Representação do ruído branco no domínio do tempo e da frequência. ...	121
Figura 123. Gráfico da amplitude em função da frequência para vários pontos da estrutura.	122
Figura 124. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta real.	122
Figura 125. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta imaginária.	123
Figura 126. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta em amplitude.	123
Figura 127. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta logarítmica.	123
Figura 128. Tensão de <i>Von Mises</i> para a análise harmônica da estrutura.	124
Figura 129. Deslocamento realizado para a análise harmônica da estrutura.	124
Figura 130. Modulações utilizadas para a análise transiente.	125

Figura 131. Gráfico da análise transiente para frequência de 51,7 Hz.	125
Figura 132. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para análise transiente no tempo 4,0095s.	126
Figura 133. Gráfico da análise transiente para frequência de 70 Hz.	126
Figura 134. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para análise transiente no tempo 4,0035s.	126
Figura 135. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para caso vertical com carga estática.	127
Figura 136. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para caso vertical com carga máxima.	128
Figura 137. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para caso longitudinal com carga estática.	128
Figura 138. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para caso longitudinal com carga máxima.	129
Figura 139. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para caso transversal com carga estática.	129
Figura 140. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento para caso transversal com carga máxima.	130
Figura 141. Aplicação de restrição e carregamento para a análise de impacto frontal.	131
Figura 143. Modulação para o caso estudado.	132
Figura 142. Tensões e deslocamentos da estrutura com aplicação de força na forma estática.	132
Figura 144. Análise transiente para o caso de colisão frontal.	132
Figura 145. Tensões e deslocamentos para análise transiente colisão frontal.	133
Figura 146. Aplicação de restrição e carregamento para a análise do suporte da coroa.	134
Figura 147. Malha de elementos finitos do suporte da coroa.	134
Figura 148. Tensão de <i>Von Mises</i> para o suporte da coroa.	135
Figura 149. Vetores de deslocamento para o suporte da coroa.	135
Figura 150. Tensões principais para o suporte da coroa.	136
Figura 151. Aplicação de restrição e carregamento para a análise do eixo de tração.	136
Figura 152. Tensão de <i>Von Mises</i> para o eixo de tração.	137
Figura 153. Vetores de deslocamento para o eixo de tração.	137
Figura 154. Aplicação de restrição e carregamento para a análise da manga traseira.	138
Figura 155. Malha de elementos finitos para manga traseira.	138
Figura 156. <i>Von Mises</i> e vetor deslocamento para aplicação de carga do rolamento na vertical.	139
Figura 157. Tensões de <i>Von Mises</i> e vetor deslocamento para aplicação de cargas nos eixos (sentido vertical).	139
Figura 158. Tensões de <i>Von Mises</i> e vetor deslocamento para aplicação de cargas nos eixos (sentido longitudinal).	140
Figura 159. Malha de elementos finitos da mola.	141
Figura 160. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento da mola utilizada para carregamento de 1000N.	141
Figura 161. Conexões, contatos, travamentos e carregamentos para a análise de suspensão traseira.	142
Figura 162. Malha de elementos finitos para análise da suspensão traseira.	142
Figura 163. Tensões de <i>Von mises</i> e deslocamento para carregamento igual ao peso do veículo distribuído para cada roda.	143
Figura 164. Análise harmônica da suspensão traseira utilizando resposta real.	143

Figura 165. Análise harmônica da suspensão traseira utilizando resposta logarítmica.	144
Figura 166. Tensões de <i>Von Mises</i> e deslocamento da suspensão traseira para análise harmônica (frequência de 5,78 Hz).	144
Figura 167. Modulação usada para o caso estudado.	144
Figura 168. Análise transiente da suspensão traseira utilizando resposta real.	145
Figura 169. Representação gráfica de 90% da população. (Fonte: Ergonomics Data & Mounting Heights).	146
Figura 170. Vista frontal do veículo com o motorista percentil 95.	147
Figura 171. Visão ambinocular (sem visão periférica) e binocular (com visão periférica) do motorista percentil 95.	147
Figura 172. Vista frontal do veículo com a motorista percentil 5.	148
Figura 173. Visão ambinocular (sem visão periférica) e binocular (com visão periférica) da motorista percentil 5.	148
Figura 174. Cotas <i>package</i> fornecido pelo CATIA.	149
Figura 175. Bolha de alcance da mão direita do condutor (vista direita e esquerda).	151
Figura 176. Vista isométrica da bolha de alcance da mão direita do condutor e sua distância em relação ao extintor.	151
Figura 177. Bolha de alcance da mão direita da condutora (vista direita e esquerda).	152
Figura 178. Vista isométrica da bolha de alcance da mão direita da condutora e sua distância em relação ao extintor.	152
Figura 179. Análise de RULA do motorista na posição de dirigibilidade.	153
Figura 180. Associação da cor a pontuação de cada item.	154
Figura 181. Motorista com a abóboda sobre a cabeça e elipses de visão.	154
Figura 182. Pontos definidos pela norma J941.	156
Figura 183. Comprimento, altura e largura das elipses dos olhos (Norma J941).	156
Figura 184. Visibilidade externa do motorista (vista lateral).	157
Figura 185. Visibilidade externa do condutor (Vista de topo).	157
Figura 186. Visibilidade interna em relação aos componentes atrás do volante.	158
Figura 187. Dimensões para elaboração das elipses de posicionamento da cabeça do motorista para veículo Classe A para bancos com trilhos maiores que 133 mm. (Norma SAE J1052).	158
Figura 188. Identificação do ponto de posicionamento da cabeça.	159
Figura 189. Logo do GNU do Cerrado <i>Kart-Cross</i> .	164
Figura 190. Posicionamento do veículo no mercado.	164
Figura 191. Vista isométrica, de topo, frontal e lateral dos componentes sem a estrutura.	165
Figura 192. Vista de topo e da traseira.	165
Figura 193. Vista isométrica do veículo.	166
Figura 194. Vista explodida do veículo completo.	166
Figura 195. Renderizações com o GNU do Cerrado <i>Kart-Cross</i> em vários tipos de terrenos.	167
Figura 196. Esquemático da placa de aquisição de dados.	168
Figura 197. Layout da placa de aquisição de dados.	169
Figura 198. Layout da placa do painel de instrumentos.	169
Figura 199. Esquemático da placa do painel de instrumentos.	170

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Propriedades do perfil tubular.	22
Tabela 2. Identificação e comprimento dos tubos lineares.....	27
Tabela 3. Propriedades do perfil retangular.....	28
Tabela 4. Identificação e comprimento dos tubos retangulares.....	30
Tabela 5. Coeficiente de atrito de rolamento.....	41
Tabela 6. Tabela de rotação por potência da CB400.....	43
Tabela 7. Relação e torque de algumas motos disponíveis no mercado nacional.	45
Tabela 8. Dados do veículo e do terreno.	62
Tabela 9. Distância de frenagem para determinadas velocidades.	66
Tabela 10. Parâmetros da suspensão para o veículo parado e sem condutor.	83
Tabela 11. Características da bateria de acordo com o fabricante.....	95
Tabela 12. Seção do condutor elétrico e suas características.	99
Tabela 13. Capacidade de condução de corrente para cabos flexíveis 105°C até 300V. 99	
Tabela 14. Dados retirados para o cálculo do CG.	112
Tabela 15. Tabela de massas do veículo por massa suspensa e massa não suspensa... 113	
Tabela 16. Tabela com posicionamento do CG com veículo completo, massa suspensa e não suspensa.	113
Tabela 17. Dados da malha de elementos finitos da estrutura.....	115
Tabela 18. Frequência natural para cada modo de vibração.....	119
Tabela 19. Resultado da análise de colisões.....	131
Tabela 17. Dados da malha de elementos finitos do suporte da coroa.	134
Tabela 17. Dados da malha de elementos finitos da manga traseira.	138
Tabela 17. Dados da malha de elementos finitos da mola.....	141
Tabela 20. Assunto referente a cada norma.....	146
Tabela 21. Valores das cotas do <i>package</i> usadas para o veículo de acordo com a nomenclatura.	150
Tabela 22. Significado dos resultados em uma análise de RULA.....	153
Tabela 23. Coordenada dos pontos de referência para os olhos.....	155

SUMÁRIO

Auxílio à leitura	18
1 INTRODUÇÃO	18
2 DESCRIÇÃO	20
2.1 ESTRUTURA DO CHASSI.....	20
2.1.1 Sub-chassi	27
2.1.2 Chapas.....	30
2.1.3 Assoalho.....	35
2.1.4 Tela	36
2.2 POWERTRAIN	36
2.2.1 Tração	36
2.2.2 Sobresterçante	38
2.2.3 Motor	39
2.2.4 Transmissão	43
2.2.5 Curvas de potência e forças	45
2.2.6 Aclive máximo.....	50
2.2.7 Velocidades máximas de curvas sem escorregamento	50
2.2.8 Velocidades máximas de curvas sem ocorrer tombamento	51
2.2.9 Troca de marcha.....	52
2.2.10 Suporte da coroa	52
2.2.11 Eixo de tração	53
2.2.12 Junta universal	53
2.2.13 Mancais	54
2.2.14 Semi-eixo e homocinética.....	54
2.2.15 Tanque de combustível	55
2.2.16 Identificação dos componentes	56
2.3 SISTEMA DE FRENAGEM	56
2.3.1 Pedal de freio	57
2.3.2 Cilindro mestre.....	58
2.3.3 Pinça de freio	58
2.3.4 Pastilha de freio.....	59
2.3.5 Disco de freio.....	59
2.3.6 Cálculos de reações dos eixos	60
2.3.7 Transferência de carga	63
2.3.8 Forças de frenagem e índice de frenagem	63
2.3.9 Desaceleração	64
2.3.10 Forças nas pastilhas de freio	64
2.3.11 Pressão nas linhas de freio	65
2.3.12 Distância de frenagem.....	65
2.3.13 Relação do pedal.....	66
2.3.14 Identificação dos componentes	68
2.4 SUSPENSÃO	68
2.4.1 Suspensão do tipo duplo “A”	69
2.4.2 Suspensão traseira.....	69
2.4.3 Suspensão dianteira.....	70
2.4.4 Braços da suspensão	71
2.4.5 Manga de eixo.....	72
2.4.6 Cubo de roda.....	73
2.4.7 Ponta de eixo.....	74
2.4.8 Terminal rotular esférico.....	74
2.4.9 Mola	75
2.4.10 Amortecedor	76
2.4.11 Roda e pneu	77
2.4.12 Bitola.....	78
2.4.13 Câmbor.....	79
2.4.14 Cáster	79
2.4.15 Inclinação do pino mestre	80
2.4.16 Geometria anti-dive	81
2.4.17 Convergência	81

2.4.18 Centro de rolagem.....	82
2.4.19 Comprimento do braço de momento de rolagem (SAL)	82
2.4.20 Parâmetros da suspensão.....	83
2.4.21 Cálculo de rigidez da mola.....	84
2.4.22 Identificação dos componentes	85
2.5 SISTEMA DE DIREÇÃO	85
2.5.1 Princípio de funcionamento	86
2.5.2 Volante.....	87
2.5.3 Coluna de direção	87
2.5.4 Caixa de direção.....	87
2.5.5 Barra de direção	88
2.5.6 Terminal da direção	88
2.5.7 Cálculos realizados	89
2.5.8 Identificação dos componentes	92
2.6 SISTEMA ELÉTRICO.....	93
2.6.1 Bateria.....	95
2.6.2 Dimensionamento da seção transversal dos condutores.....	96
2.6.3 Identificação dos componentes	100
2.7 SISTEMA ELETRÔNICO	100
2.8 PINTURA	103
2.9 ACESSÓRIOS	104
2.9.1 Extintor de incêndio	104
2.9.2 Retrovisores	105
2.9.3 Banco automotivo	105
2.9.4 Cinto de segurança	106
2.9.5 Indumentária	108
2.10 CÁLCULOS DO CENTRO DE GRAVIDADE (CG).....	110
3 ANÁLISE ESTRUTURAL	114
3.1 ANÁLISE ESTATICA	114
3.2 ANÁLISE DINÂMICA.....	116
3.3 ANÁLISE DE FREQUÊNCIAS	116
3.4 ANÁLISE HARMÔNICA	120
3.5 ANÁLISE TRANSIENTE	125
3.6 ANÁLISES DE COLISÕES	127
3.6.1 Análise de risco em colisão frontal	131
3.7.1 Análise do suporte da coroa	133
3.7.2 Análise do eixo de tração	136
3.8 ANÁLISES DA SUSPENSÃO	137
3.8.1 Análise manga traseira.....	138
3.8.2 Análise da mola.....	140
3.8.3 Análise da suspensão traseira.....	142
4 ERGONOMIA	146
4.1 MANEQUINS UTILIZADOS	146
4.1.1 Manequim masculino percentil 95	147
4.1.2 Manequim feminino percentil 5	147
4.2 PACKAGE.....	148
4.2 BOLHA DE ALCANCE DA MÃO	150
4.2.1 Bolha de alcance manequim masculino percentil noventa e cinco	151
4.2.2 Bolha de alcance manequim feminino percentil cinco	152
4.3 ANÁLISE DE RULA	153
4.4 LOCALIZAÇÃO DOS OLHOS.....	154
4.5 POSICIONAMENTO DA CABEÇA DO MOTORISTA	158
5 CONCLUSÃO.....	160
Referências bibliográficas	161
ANEXOS	164

Auxílio à leitura

Primeiramente, é importante destacar que o foco deste trabalho é o projeto e a fabricação de um veículo, e não o estudo propriamente dito das teorias utilizadas; pode-se dizer que este trabalho resultou em um manual de projeto. Ao longo do texto diversos relatos técnicos são apresentados, juntamente com informações oriundas das atividades executadas ao longo do projeto, de acordo com o tempo praticado em cada etapa deste projeto. É importante que o leitor disponha de referências bibliográficas especializadas na área, para que o mesmo obtenha um melhor entendimento sobre o conteúdo exposto, pois nem todas as informações teóricas foram explicitadas no decorrer do trabalho.

1 INTRODUÇÃO

A proposta apresentada neste projeto consiste em um trabalho pioneiro, totalmente desenvolvido nas dependências do laboratório de Engenharia Automotiva da Faculdade UnB do Gama. Foi motivado pelo aprendizado envolvido no projeto, criação e execução de sistemas automotivos com o intuito de por em prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula no decorrer do curso de engenharia automotiva. Os assuntos que terão maior foco nesse trabalho são sobre o projeto estrutural, ergonômico e na descrição dos sistemas automotivos selecionados para aplicação em um *Kart-Cross*, seguindo normas técnicas, cálculos e protocolos utilizados em desenvolvimentos similares.

Foram utilizados, no decorrer do projeto, recursos computacionais, tais como o CATIA e o ADAMS-Car, combinados com cálculos analíticos sobre a dinâmica veicular e suas consequências sobre o projeto estrutural. O projeto compreende, ainda, a seleção de componentes automotivos do *powertrain*, sistema de freios, sistema de direção, sistemas elétrico-eletrônicos e sistema de suspensão. Alguns componentes foram dimensionados para possuírem vida infinita (termo usado na engenharia automotiva para retratar que o item vai durar mais tempo que a vida útil do veículo), visando uma menor manutenção futura, já que o veículo receberá cargas intensas durante sua aplicação.

Podemos definir que o veículo em questão está posicionado no mercado de acordo com a Figura 188, em anexo. O GNU do Cerrado *Kart-Cross* é um veículo de construção simples, de baixo custo e do tipo *Off-road*. Por estar utilizando nesse momento pneus de veículo convencional não podemos classifica-lo como veículo cem por cento *Off-road*, devido a baixa aderência que estes fornecem em estradas de terra, porém suas características e parâmetros o colocam acima de veículos de estrada.

Vale ressaltar que, após a realização de testes com o veículo montado, ainda serão feitos os ajustes finais necessários para que o veículo esteja mais adaptado à seu propósito. Como consequência, o seu valor de mercado poderá subir, se aproximando de veículo comerciais, tais como o da marca Polaris.

O grande desafio lançado nesse projeto foi a de fabricar um veículo capaz de transitar em terrenos acidentados com o máximo de conforto possível para o condutor. Para tanto, foram feitos estudos ergonômicos, de acordo com as normas técnicas da SAE. O veículo também foi projetado com parâmetros necessários que sejam capazes de transportar cerca de noventa por cento da população brasileira, o que foi possível através da adoção de um trilho com

regulagem de altura do banco; geralmente este tipo de veículo possui banco fixo e espaço interno limitado.

Por possuir características similares as do *Kart-Cross* apresentado, o nome do projeto foi inspirado no animal GNU, típico da região africana, que consegue enfrentar leões, hienas e guepardos, atingir velocidade máxima de 80 km/h, chegar a pesar 280 Kg e atingir altura entre 1,5 e 2,5 metros. Para fazer referência às características da região em que foi concebido o projeto, compôs-se o nome GNU com a palavra "cerrado", tornando o título do projeto em "GNU do Cerrado *Kart-Cross*".

O objetivo desse trabalho é projetar um veículo *Kart-Cross* com quatro rodas, de construção simples, que utiliza motores de dois ou quatro tempos, e o assento do motorista regulável.



Figura 1. Veículo projetado em seu trajeto usual.

Na Figura 1 observa-se uma renderização realizada através do software CATIA, evidenciando o trajeto usual em que o veículo irá transitar, ou seja, terrenos acidentados, também conhecidos pelo termo inglês *Off-road*.

Durante todo trabalho será descrito as etapas utilizadas na construção do *Kart-Cross*, como: estrutura do *chassi*, *powertrain*, sistema de frenagem, suspensão, sistema de direção, sistema elétrico, sistema eletrônico, pintura, acessórios, análise estrutural e ergonomia, além de dispor de uma base teórico-metodológica que sustente os dados obtidos no decorrer do trabalho.

2 DESCRIÇÃO

Serão apresentados os sistemas automotivos selecionados para a aplicação no GNU do Cerrado *Kart-Cross*, com seus respectivos cálculos dimensionais. Os componentes foram selecionados de acordo com as limitações de espaço bem como com a disponibilidade de recursos financeiros e materiais. Também serão abordados nesta seção os acessórios utilizados no veículo, além de descrever o processo de pintura da estrutura. Vale ressaltar que alguns componentes utilizados, como motor e capacete, foram obtidos da *internet*, como base de referência para desenho, possuindo apenas caráter ilustrativo; de modo que tais componentes irão possuir suas características dimensionais atualizadas no projeto. Os materiais utilizados no *chassi* foram obtidos por meio de doações, gerando assim alguns resultados superdimensionados nas análises estruturais.

2.1 ESTRUTURA DO CHASSI

Soares (2012) define o *chassi* como a estrutura principal de um automóvel, pois é nele que todos os sistemas do veículo são acoplados. Portanto os chassis devem ser projetados a fim de resistir aos esforços impostos por esses componentes, como por exemplo, pela suspensão.

Conforme Souza (1990) existem dois tipos básicos de estruturas veicular: o clássico quadro de chassis e o tipo monobloco. O quadro de chassis suporta diretamente as suspensões, o conjunto propulsor e a carroceria, enquanto que o monobloco integra chassis e carroceria em uma única peça.

Existem diversos tipos de estruturas, dentre estas as mais conhecidas são: *Backbone* constitui-se de uma peça única cujo principal membro estrutural é um túnel central bastante robusto disposto em um formato aproximadamente retangular; *Monocoque* constitui-se por um único arranjo que define toda a forma do veículo; *Ladder frame* é tipicamente construído a partir de tubos retangulares, circulares ou em perfil aberto tipo C, composto por longarinas e travessas; Monobloco é qualificada pelo fato do chassis, carroceria e estrutura frontal estarem soldados em uma única peça; *Spaceframe* será abordado com mais detalhes em seguida.

O tipo de estrutura mais utilizada em veículos de competição é a do tipo *Spaceframe*, e este foi o tipo de estrutura no qual baseamos na construção do *chassi* do GNU do Cerrado. O *Spaceframe* possui uma rigidez tridimensional elevada, tem uma melhor relação rigidez/peso, composto por membros tubulares circulares, quadrados ou retangulares dispostos em diversas posições a fim de possuir características suficientes para suportar diversos tipos de carregamentos, possui uma fabricação flexível em baixa escala, em alta escala não é viável trabalhar com esse tipo de estrutura devido às complexidades de montagens, necessita de uma maior habilidade do construtor, principalmente no processo de soldagem. Utilizar tubulações circulares é vantajoso devido a sua maior rigidez torcionais, porém para realizar os encaixes é necessário o processo de entalhamento do material, os entalhes devem ser precisos para que ocorra o correto encaixe dos elementos, o entalhe das tubulações circulares realizado aumenta a região de solda, provocando um

aumento de resistência na junção em relação aos tubos quadrados ou retangulares.

A fim de justificar a afirmação acima, pode-se citar Oliveira (2007), que fala:

O desenvolvimento de estruturas veiculares eficientes tem sido um desafio constante para os especialistas da área, pesquisadores e departamentos de projeto das indústrias automobilísticas. Define-se estrutura como um arranjo específico de material, com a finalidade de suportar diversos tipos de esforços. Assim, cada arranjo deve possuir uma determinada configuração que possibilite obter uma estrutura resistente, rígida e ao mesmo tempo leve.

O *chassi* é um elemento estrutural capaz de suportar os carregamentos e esforços da carroceria, componentes e eventuais impactos. No projeto foram utilizados elementos tubulares para sua fabricação. No dimensionamento da estrutura foi definido o diâmetro nominal externo dos tubos como sendo de uma polegada e meia. Buscando esse tubo no catálogo técnico da empresa Gravia observa-se as diferenças de propriedades ao variar a espessura do mesmo.

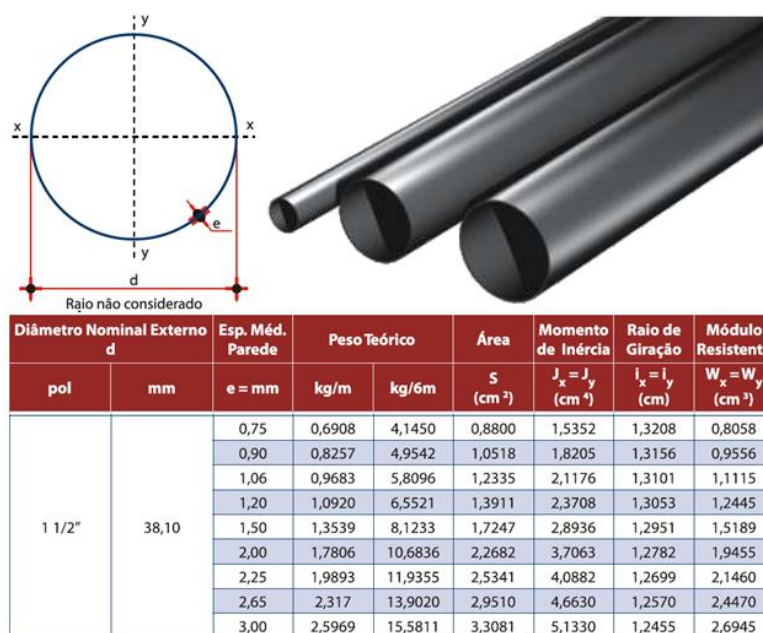


Figura 2. Características do tubo redondo (Fonte: Catálogo técnico da Gravia).

Pesquisando tubos no mercado encontramos uma empresa que nos doou barras de 6 m de tubos com uma polegada e meia de diâmetro externo e espessura média da parede de 2 mm.

Na figura seguinte são mostradas as dimensões desse perfil e na tabela temos suas propriedades relevantes ao projeto.

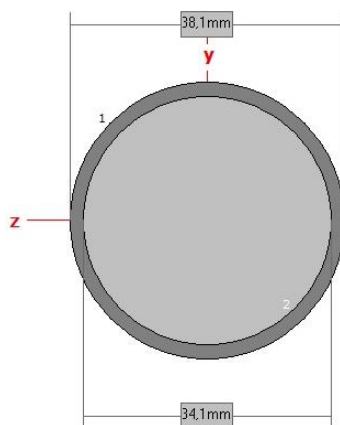


Figura 3. Perfil tubular (MDSolids).

Tabela 1. Propriedades do perfil tubular.

Propriedade	Sigla	Valor
Peso teórico	M_T	1,7806 Kg/m
Área da forma	A	2,2682 cm ²
Momento de inércia	$J_z = J_y$	3,7063 cm ⁴
Momento de inércia polar	J	7,3513 cm ⁴
Módulo de elasticidade	E	210 MPa

Após a aquisição dos tubos realizamos o projeto do *chassi* pensando na ergonomia e segurança do motorista. A altura foi definida com base na altura do ocupante e com o risco do mesmo colidir com os tubos em caso de capotamento. A largura foi dimensionada de acordo com o quadril do motorista mais uma folga para que o mesmo possua liberdade dentro da estrutura e para que não haja riscos de ferimento em colisões laterais. O comprimento foi calculado com base no espaço ocupado pelo *powertrain*, *cockpit* a fim de possuir habitáculo similar ao de carros convencionais e o sistema de direção.

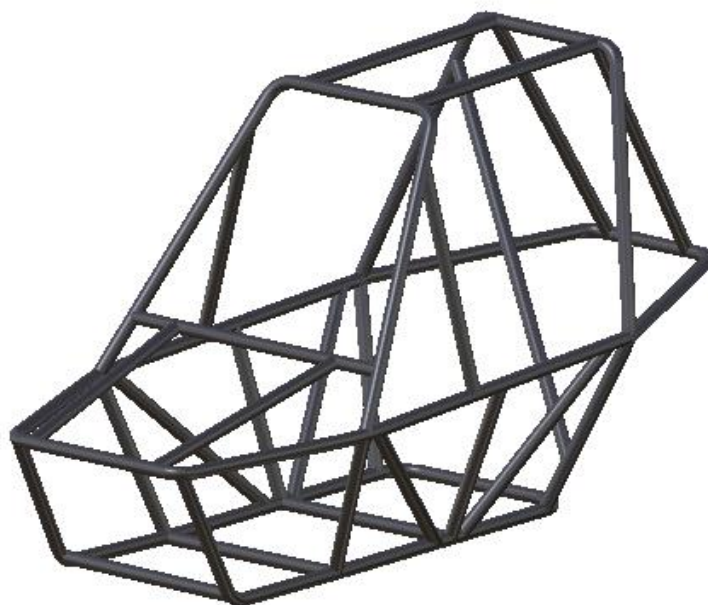


Figura 4. Estrutura do *chassi* representada no CATIA.

Acima temos a representação do *chassi* feita no CATIA. Para auxiliar na exposição dos componentes que a compõe, recomenda-se dividir a estrutura em tubos dobrados (chamados de elementos) e tubos retos.

Para a realização das dobras de alguns elementos da estrutura foi utilizada uma máquina hidráulica para dobrar tubos com acionamento motorizado. A calandragem realizada por essa máquina funciona basicamente pela atuação de uma força do cilindro hidráulico sobre um molde que envolve o tubo a ser dobrado. O fim de curso do cilindro hidráulico é definido manualmente (possui uma alavanca com escala em graus), e o avanço do cilindro é controlado pelo operador. O ângulo colocado na máquina para realizar a dobra deve ser o suplementar do ângulo mostrado na figura com as cotas dos elementos.

Não foi possível realizar a dobra conforme ilustrado, o maquinário não conseguiria dobrar o elemento em varias seções sem que a peça encostasse à máquina, portanto todos os elementos tubulares foram divididos ao meio. Após as dobras os elementos foram soldados nas extremidades em que foi dividido. Todas as medidas apresentadas nas figuras estão com valores maiores do que o real, devido à necessidade de usinagem destes para o correto encaixa na estrutura.

Usinando esses elementos de maneira a encaixar uns nos outros e soldando nas posições corretas obtemos o seguinte arranjo:

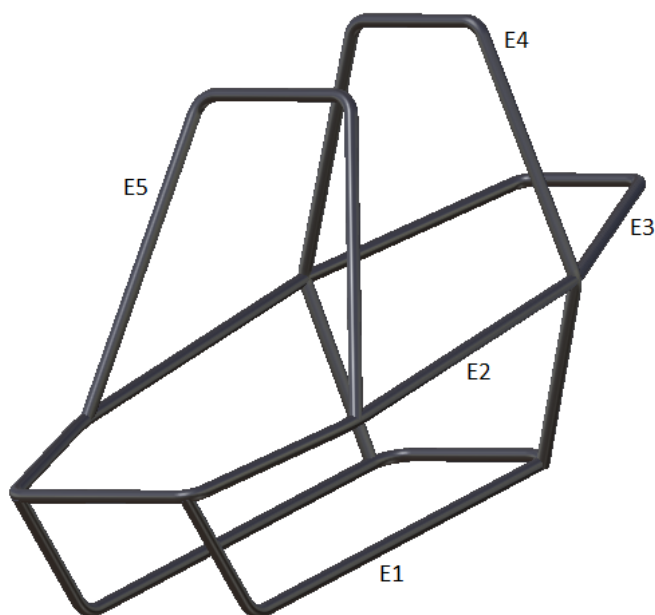


Figura 5. Identificação dos elementos tubulares.

As cotas usadas para fabricação desses elementos são apresentadas a seguir. No elemento 1, que é a base da estrutura, serão colocados suportes para fixação dos pedais, assoalho, banco e caixa de direção. Com esse elemento também foi definido o ângulo de ataque do veículo, muito importante para que o veículo não raspe a estrutura no chão quando estiver subindo rampas.

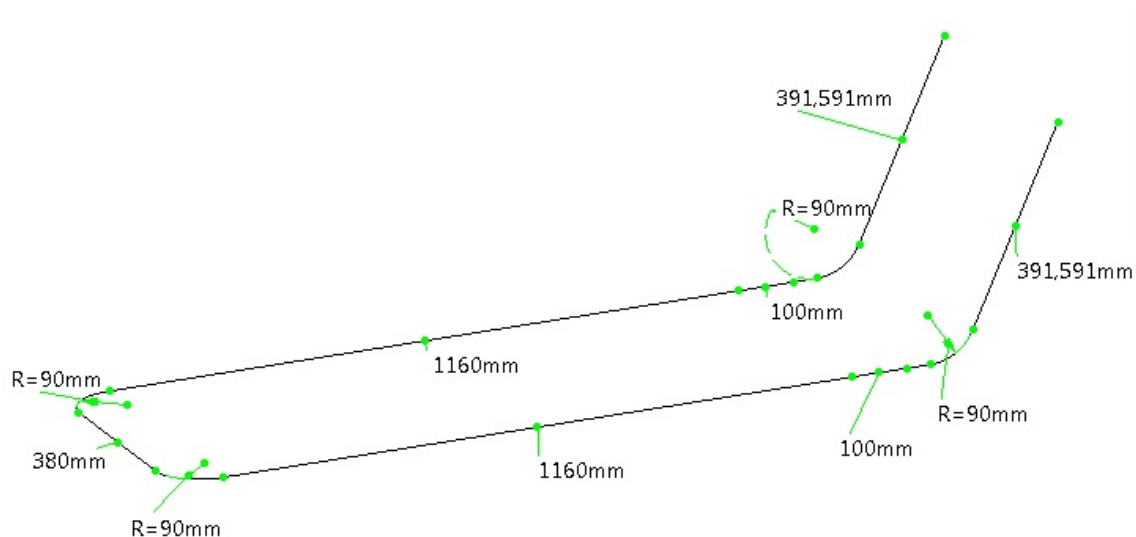


Figura 6. Cotas do elemento 1.

O elemento 2 compõe a frente e a lateral da estrutura. Este elemento provavelmente será o primeiro a sofrer um impacto quando ocorrer um choque frontal ou lateral. A largura da estrutura ficou com esse comprimento a fim de trazer maior espaço interno para o motorista e maior segurança quando ocorrer um impacto lateral.

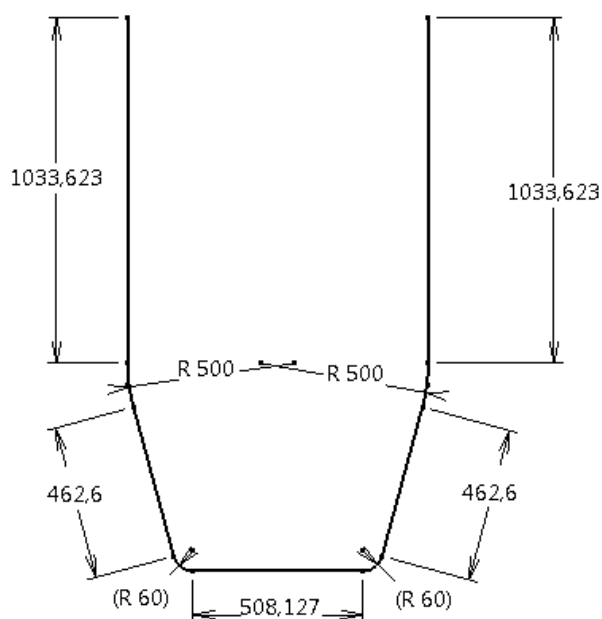


Figura 7. Cotas do elemento 2 (Cotas em mm).

O elemento 3 compõe a parte traseira da estrutura. As dimensões desse elemento foram definidas com base no tamanho dos componentes do *powertrain* e freios.

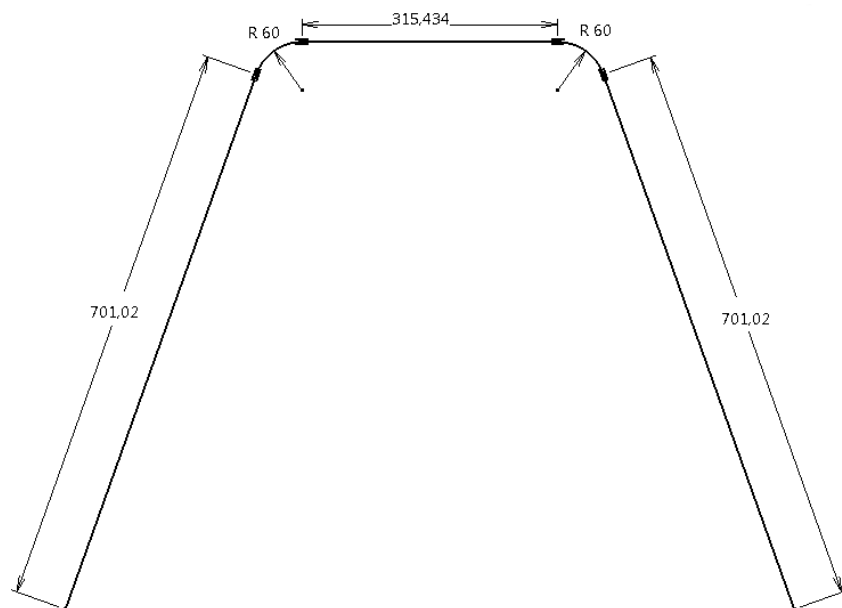


Figura 8. Cotas do elemento 3 (Cotas em mm).

O elemento 4 é onde será fixada o corta-fogo. A geometria deste elemento foi definida a partir das dimensões dos elementos 1 e 2 e da altura do *chassi*. Nota-se que este faz a ligação de diversos elementos e tubos retos, tendo ligados a ele: elemento 1, elemento 2, elemento 3, T12, T13, T14 e T15.

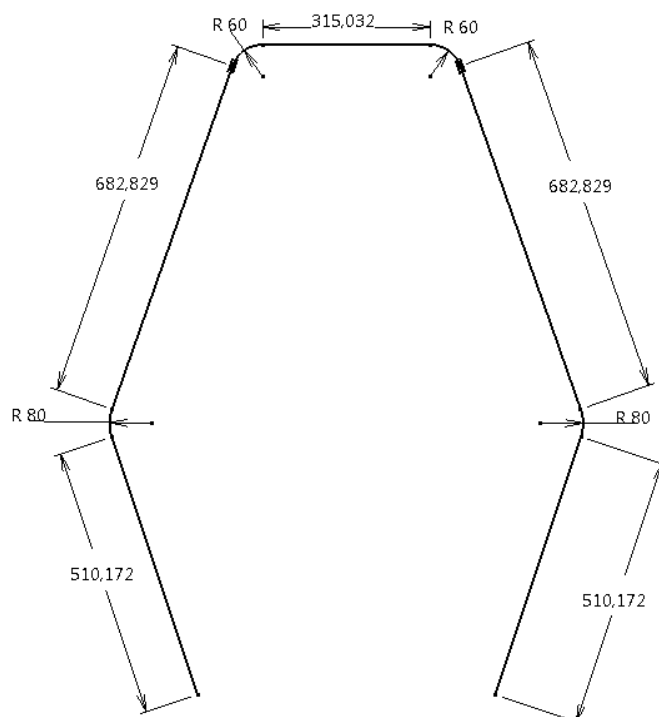


Figura 9. Cotas do elemento 4 (Cotas em mm).

O elemento 5 foi feito com base na altura do veículo e espaço interno necessário para acomodação do motorista.

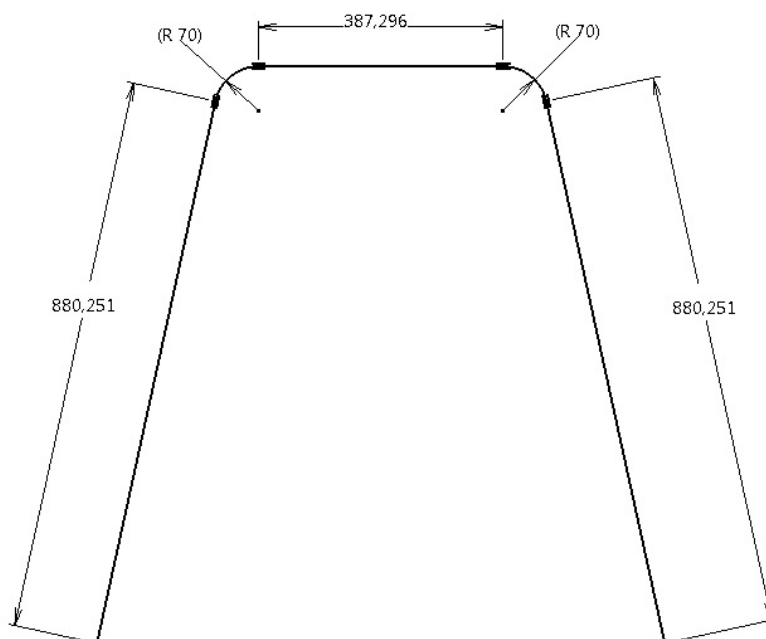


Figura 10. Cotas do elemento 5 (Cotas em mm).

Os demais tubos são retos e serão descritos somente com os valores de seus comprimentos. Os elementos descritos acima foram mantidos na estrutura para facilitar a visualização, identificação e localização dos tubos.

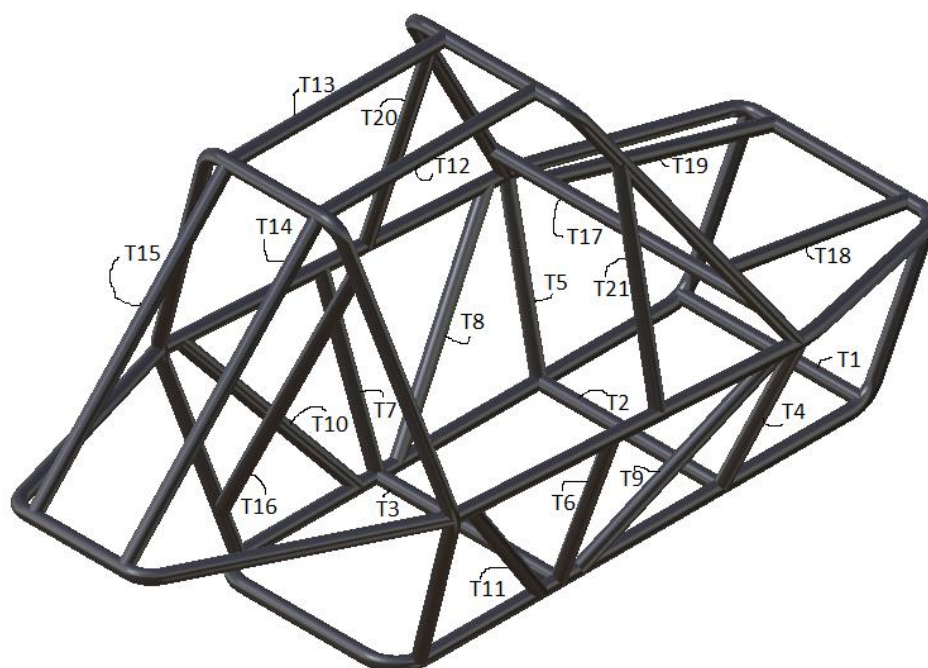


Figura 11. Identificação dos tubos retos.

A partir dessa identificação foi possível medir os comprimentos dos tubos, os valores obtidos estão descritos abaixo:

Tabela 2. Identificação e comprimento dos tubos lineares.

Identificação	Comprimento [mm]	Identificação	Comprimento [mm]
T1	560	T12	670
T2	560	T13	670
T3	560	T14	877,268
T4	467,654	T15	877,268
T5	467,654	T16	1137,144
T6	500	T17	836,946
T7	500	T18	679,213
T8	650,688	T19	679,213
T9	650,688	T20	600
T10	649,419	T21	600
T11	649,419		

2.1.1 Sub-chassi

Para o suporte do motor e dos mancais foi desenvolvido um *chassi* separado da estrutura principal. Esse chassi possui tubos de seção retangular. Apesar de possuir características de *chassi* esse conjunto de tubos foram classificados como *sub-chassi*, pois não é ligado diretamente com o *chassi*, a união entre eles é realizada por meio de parafusos. Essa estrutura é separada do *sub-chassi* com o objetivo de facilitar a retirada do motor e o acesso aos componentes do *powertrain*, freio traseiro e suspensão traseira.

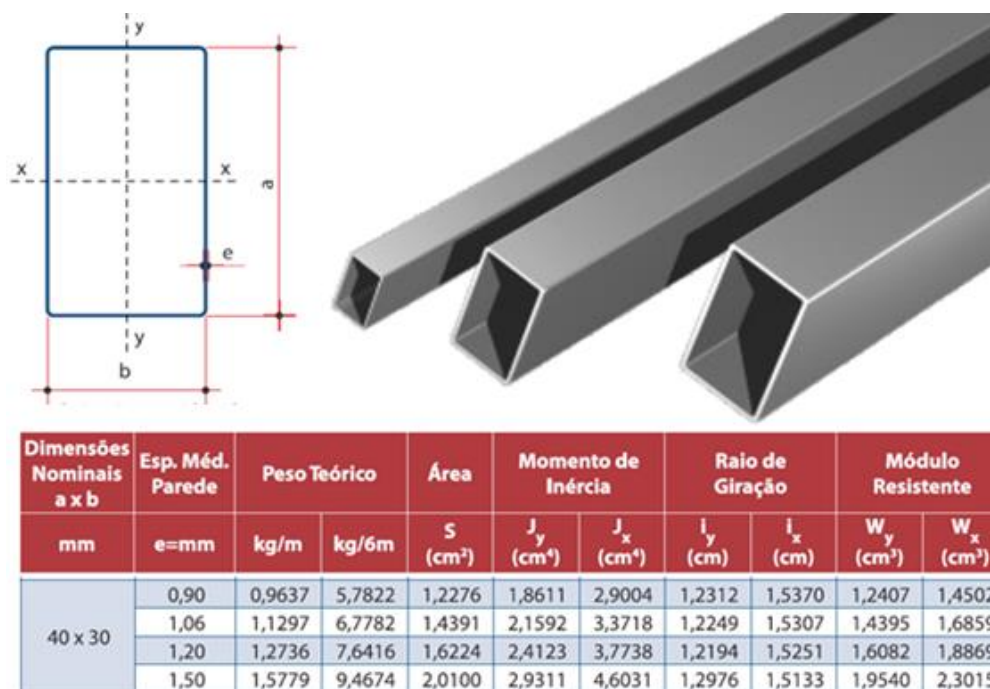


Figura 12. Características do tubo retangular (Fonte: Catalogo técnico da Gravia).

Da mesma forma realizada nos tubulares obtivemos as propriedades do material, os quais estão descritas abaixo:

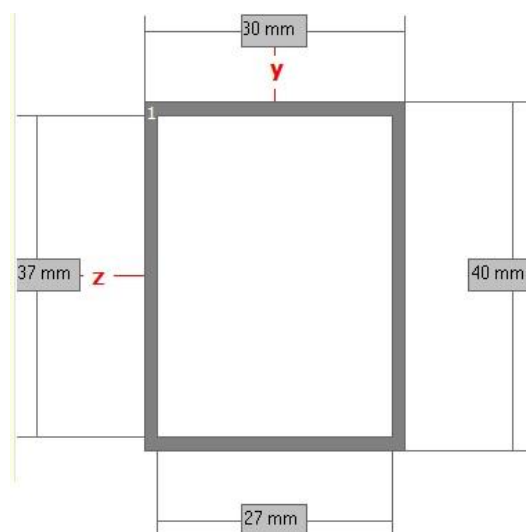


Figura 13. Perfil retangular (MDSolids).

Tabela 3. Propriedades do perfil retangular.

Propriedade	Sigla	Valor
Peso teórico	M_T	1,5779 Kg/m
Área da forma	A	2,0100 cm ²
Momento de inércia em z	J_z	4,6031 cm ⁴
Momento de inércia em y	J_y	2,9311 cm ⁴
Momento de inércia polar	J	7,5341 cm ⁴
Módulo de elasticidade	E	210 MPa

Esse tipo seção foi utilizado para facilitar a fixação dos braços da suspensão e dos suportes do freio, coroa, mancais e motor.

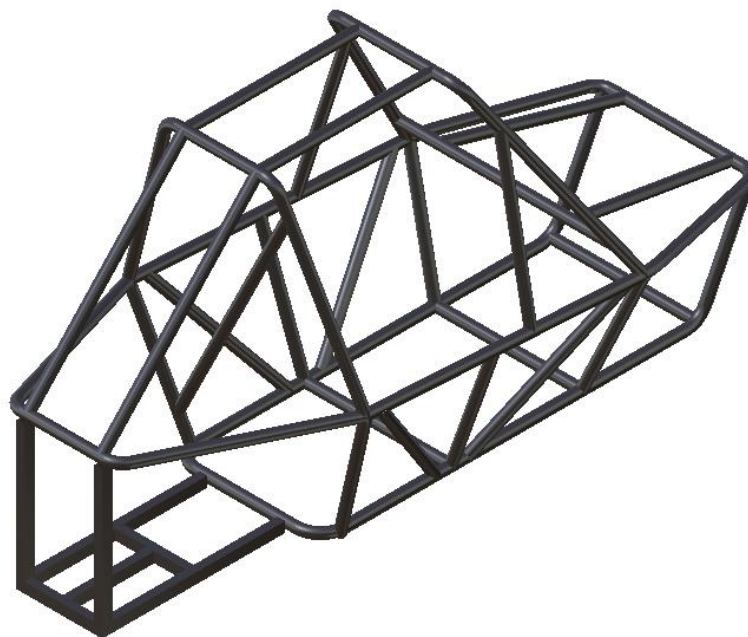


Figura 14. Estrutura com *chassi* e *sub-chassi* (Catia).

Os tubos retangulares também podem ser classificados como retos.

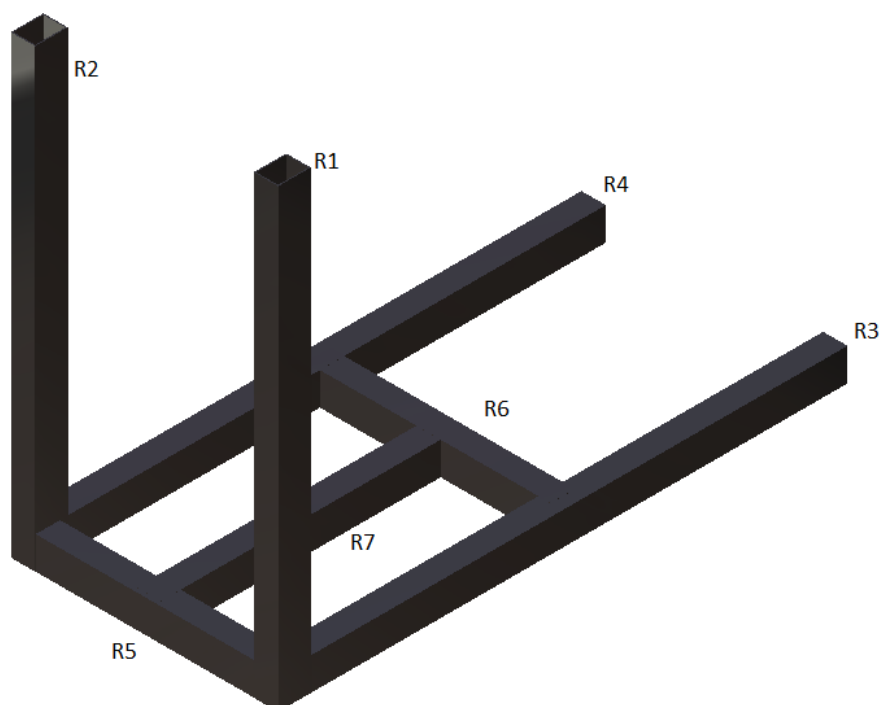


Figura 15. Identificação dos tubos retangulares.

Tabela 4. Identificação e comprimento dos tubos retangulares.

Identificação	Comprimento [mm]	Identificação	Comprimento [mm]
R1	560	R5	270
R2	560	R6	270
R3	700	R7	320
R4	700		

2.1.2 Chapas

Como o veículo transitará em terrenos *Off-road*, deve-se tomar mais cuidados para que a poeira não contaminem os componentes, para tanto serão utilizadas chapas metálicas em volta da parte inferior da estrutura a fim de minimizar a passagem de impurezas para dentro do veículo. Esse tipo de chapa também tem a função de divisória em alguns casos, no *Kart-Cross* estarão presentes divisórias entre o tanque de combustível e o motor e entre o motor e o *cockpit* (corta-fogo). O corta-fogo tem a função de impedir a transferência de calor do motor para o banco e a bateria, servindo principalmente para que não ocorram incêndios.

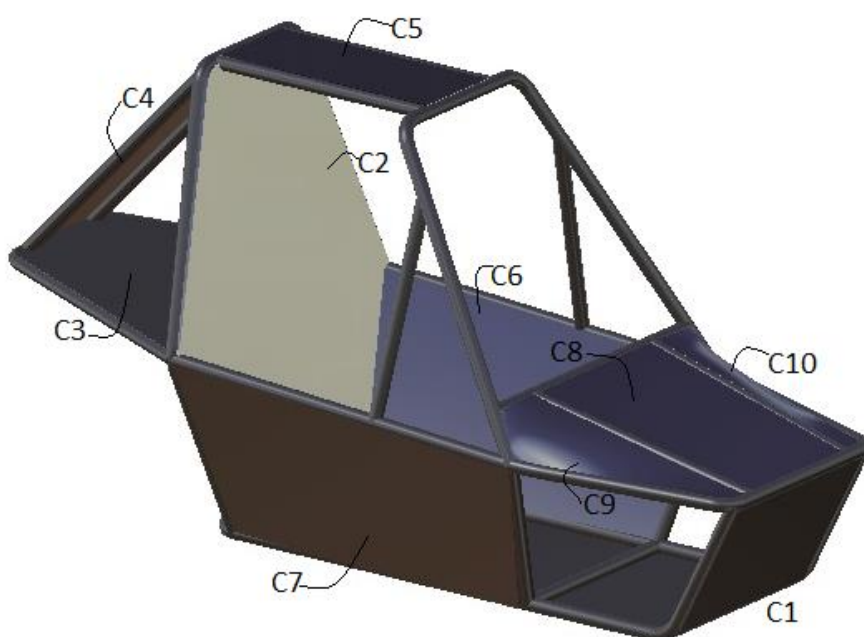


Figura 16. Estrutura com as chapas posicionadas e identificadas.

Na figura acima são representadas todas as chapas, situadas aonde serão fixadas.

Algumas dessas chapas serão unidas a estrutura por meio de rebites, afim de não soltar com facilidade quando o veículo estiver vibrando. Como são dez chapas, estas foram classificadas de C1 a C10 conforme descritas abaixo.

C1 é uma chapa que pode ser representada como uma chapa retangular de 1874 mm x 560 mm ($1,05 \times 10^6 \text{ mm}^2$ ou $1,05 \text{ m}^2$) em que a 1430 mm sofreu uma dobra de aproximadamente 117° de ângulo interno e na extremidade maior é feita uma usinagem nas pontas formando raios de 90 mm. Essa chapa é de zinco galvanizado com espessura de 0,54 mm.

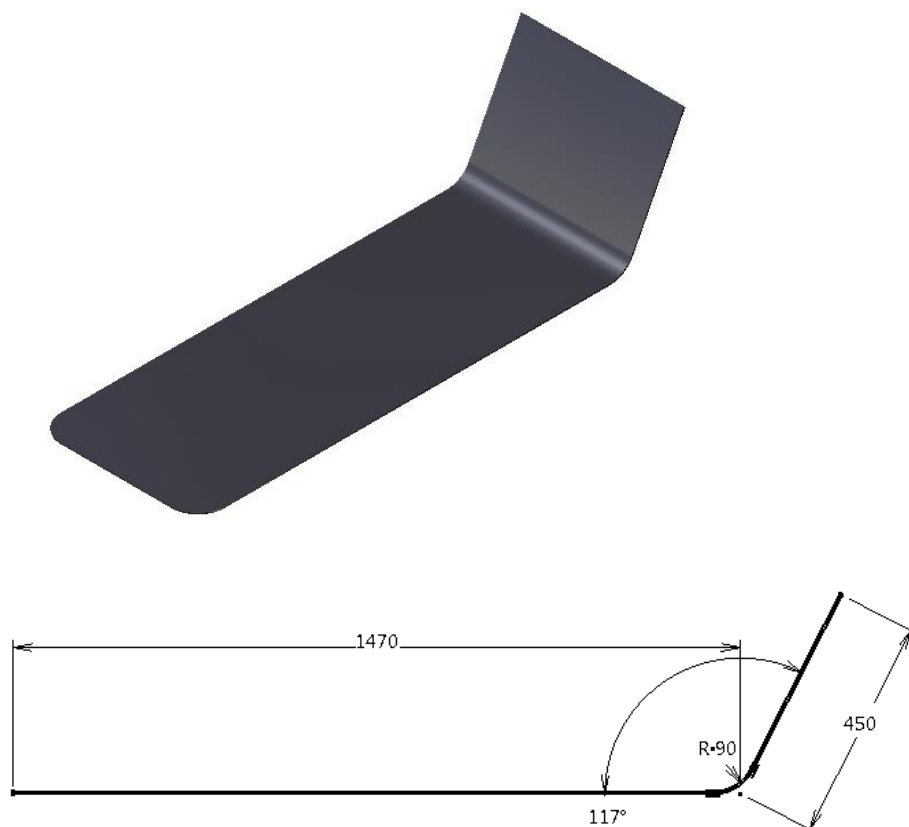


Figura 17. Figura e cotas da chapa C1 (Cotas em mm e graus).

C2 é a chapa da corta-fogo que possui área de $0,833 \text{ m}^2$. Essa chapa é fundamental para que o calor gerado pelo motor não chegue ao *cockpit*. A fim de impedir a passagem do calor foram colocadas duas chapas de zinco galvanizado de 0,54 mm de espessura (conforme mostrado na figura a seguir) e entre essas chapas foram inseridas duas camadas de lã de vidro (função de isolante térmico). Assim o motorista pode até encostar a mão na chapa sem sofrer nenhum tipo de queimadura.

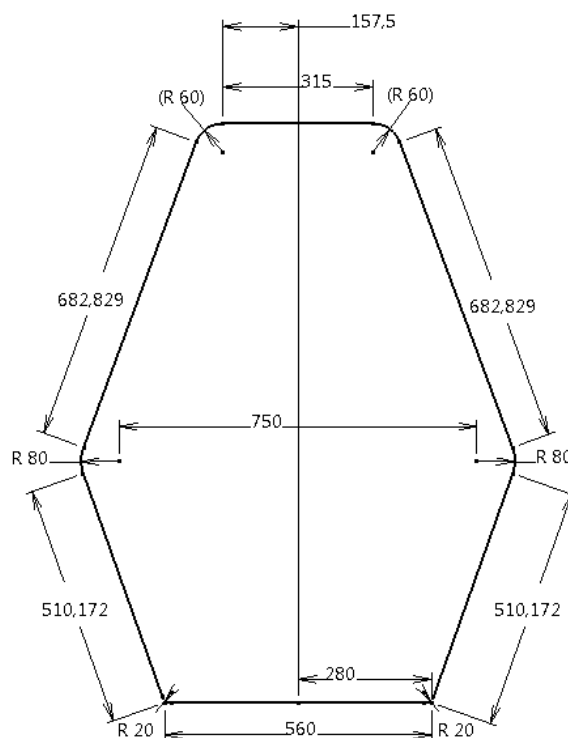


Figura 18. Cotas da C2 (Cotas em mm).

C3 é uma chapa que divide o tanque de combustível do motor, com área de $0,454 \text{ m}^2$. A principal função dessa chapa é separar o tanque de combustível do motor e impedir que os fluídos passem, foi feito um sistema de calha para guiar os fluídos que surgirem. Essa chapa é de zinco galvanizado com espessura de 0,54 mm.

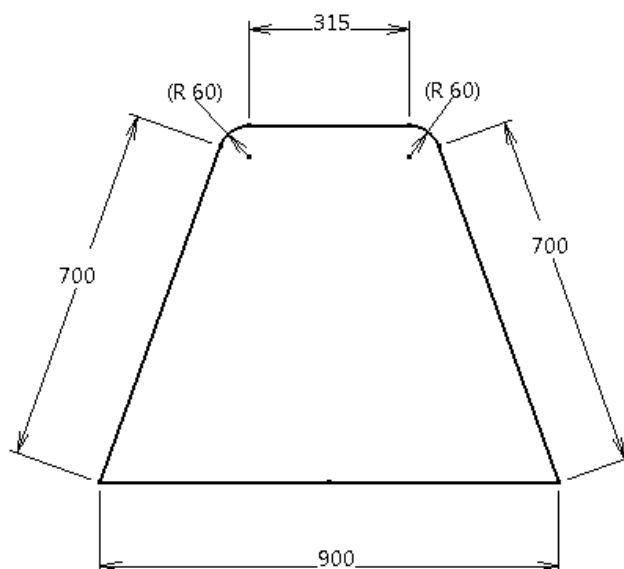


Figura 19. Cotas chapa C3 (Cotas em mm).

C4 é uma chapa retangular de 280 mm x 877 mm ($0,246 \text{ m}^2$). C5 é uma chapa retangular de 280 mm x 670 mm ($0,188 \text{ m}^2$). Essas chapas ficam

localizadas na parte superior da estrutura e possuem a função de evitar a passagem de água, proteger do sol e distribuir a carga em caso de capotamento. Essas chapas são compostas de duas chapas de alumínio unidas por uma camada de polietileno de baixa densidade, esse tipo de chapa apresenta um peso 40 % menor que as chapas maciças. A espessura da chapa é de 1,2 mm.

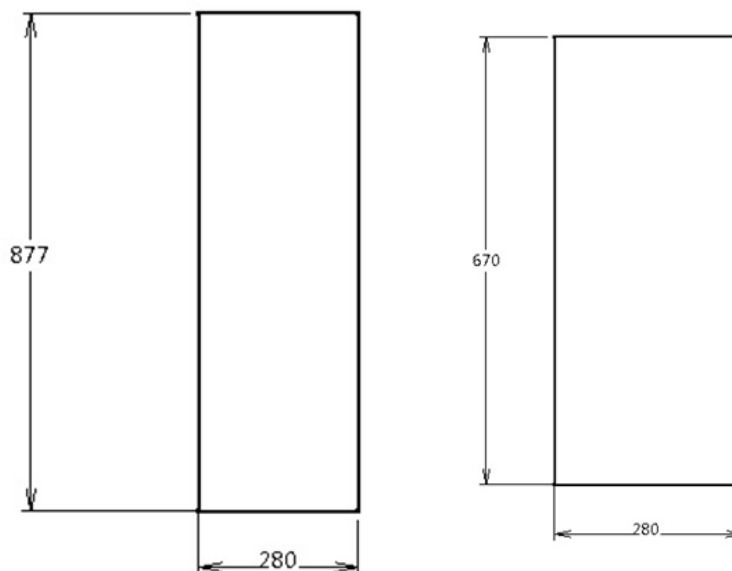


Figura 20. Cotas das chapas C4 (esquerda) e C5 (direita) (Cotas em mm).

C6 e C7 possuem a mesma geometria e área de $0,49 \text{ m}^2$. Essas chapas são compostas de duas chapas de alumínio unidas por uma camada de polietileno de baixa densidade. A espessura da chapa é de 1,2 mm.

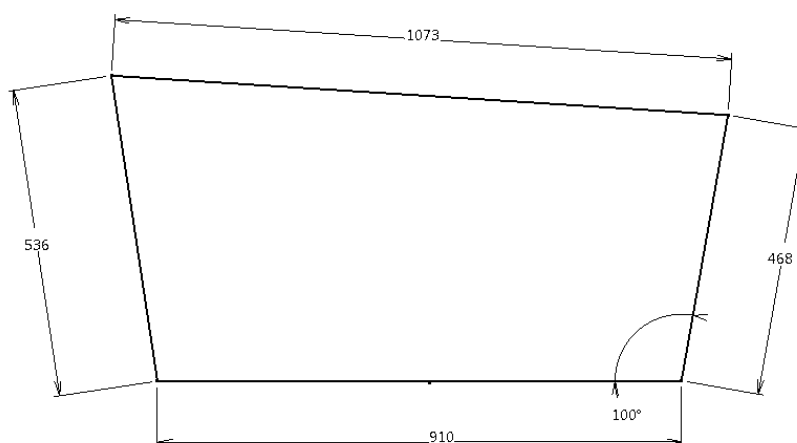


Figura 21. Cotas da chapa C6 (Cotas em mm e graus).

A chapa C8 fica localizada na frente do veículo e possui área de $0,312 \text{ m}^2$. Essa também é de zinco galvanizado e possui espessura de 0,54 mm.

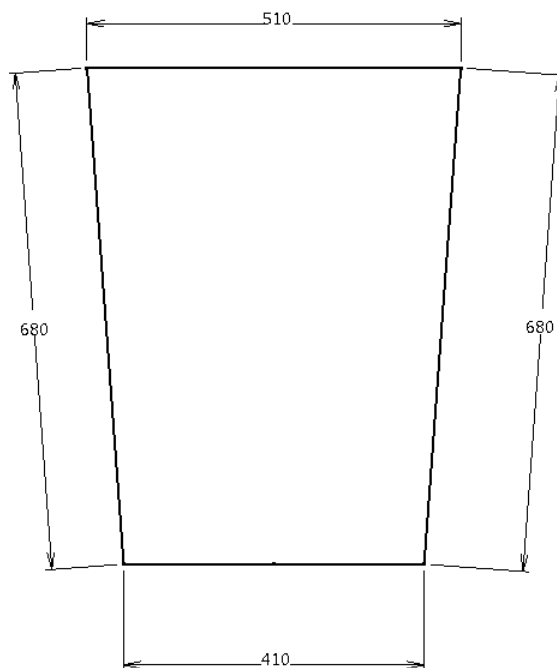


Figura 22. Cotas da chapa C8 (Cotas em mm).

C9 e C10 possuem geometrias peculiares, pois fazem ligações entre quatro elementos e possuem área de $0,113 \text{ m}^2$. Por possuí geometria complexa a chapa utilizada nesse caso foi de alumínio corrugado com espessura de chapa de 0,32 mm.

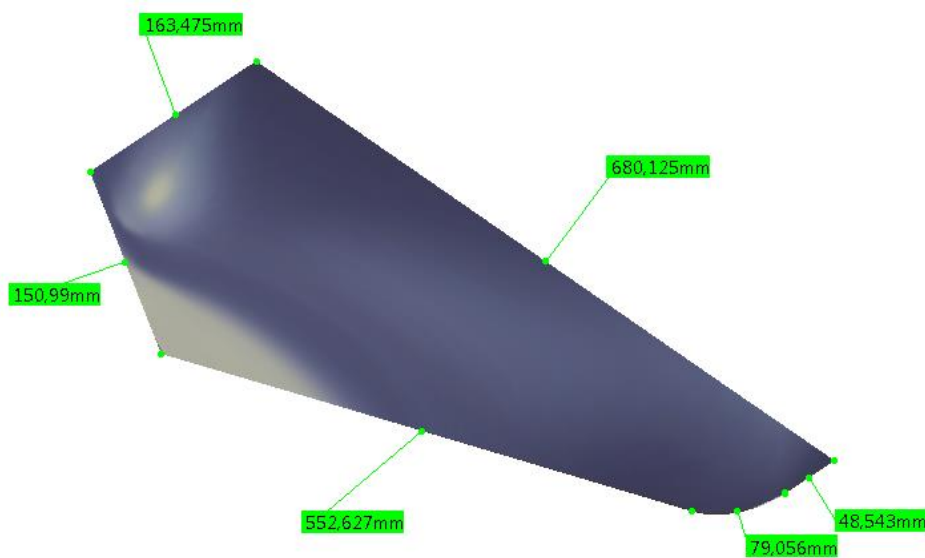


Figura 23. Cotas C9.

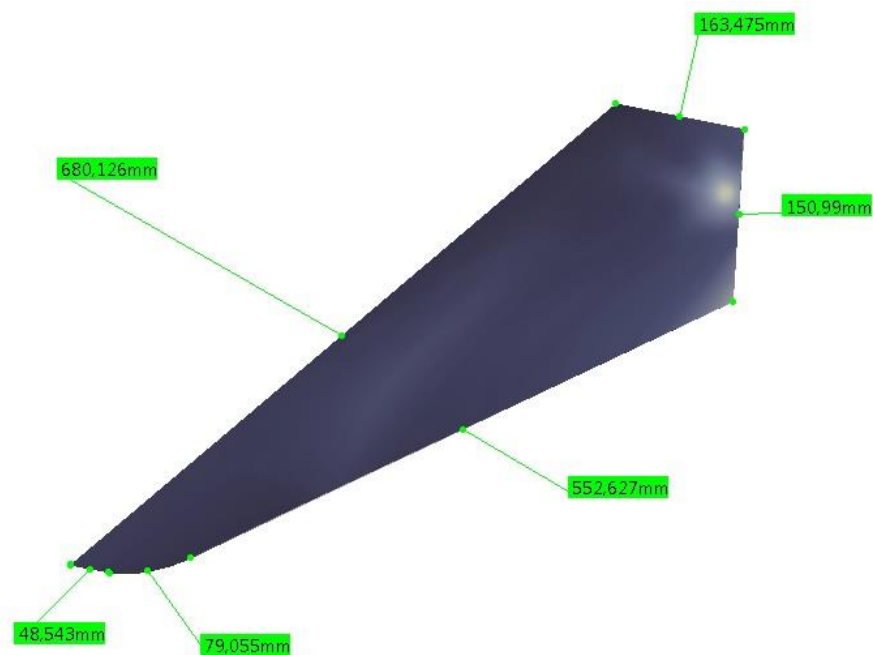


Figura 24. Cotas C10.

2.1.3 Assoalho

O assoalho empregado no veículo fornece uma cobertura do piso. Possui uma superfície antiderrapante para que o motorista não escorregue e mantenha os pés com firmeza nos pedais. Com área de $1,569 \text{ m}^2$, espessura de 2 mm com furos xadrez e cotas conforme ilustrado abaixo:

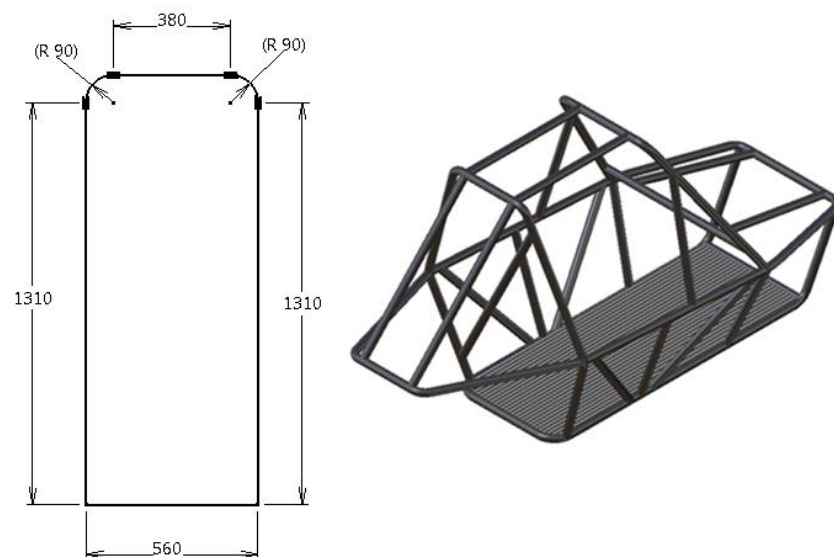


Figura 25. Estrutura com assoalho à direita e cotas à esquerda (Cotas em mm).

2.1.4 Tela

A tela utilizada no *Kart-Cross* tem funções semelhantes ao de um para-brisa automotivo, difere principalmente por permitir a passagem de fluídos, possui a função de evitar que o motorista seja atingido por objetos. Área de $0,514 \text{ m}^2$ e cotas demonstradas na figura abaixo:

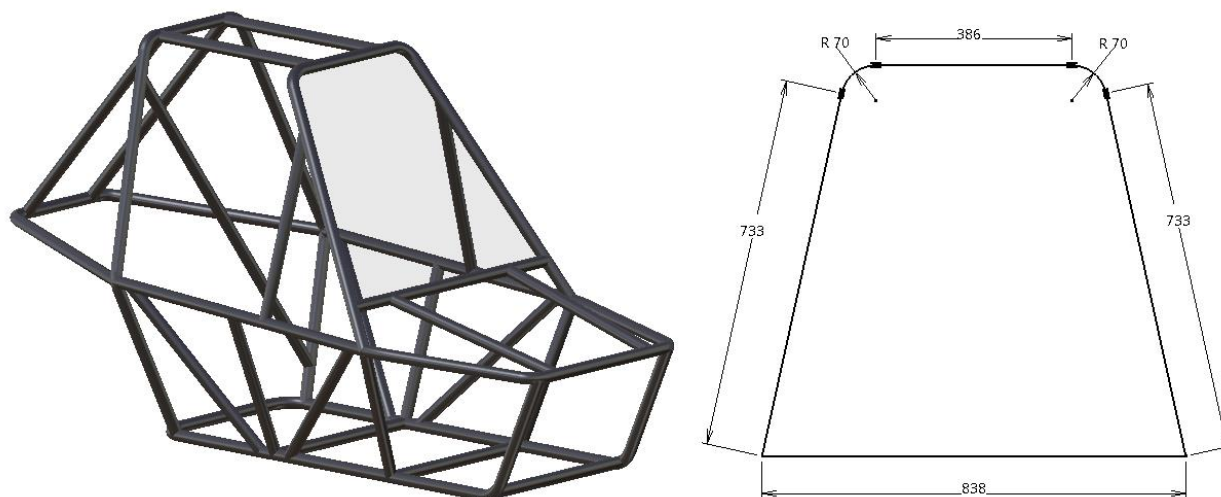


Figura 26. Estrutura com a tela à esquerda e cotas da tela à direita (Cotas em mm).

2.2 POWERTRAIN

O motor e a transmissão escolhidos para o veículo foram selecionados pensando na razão peso/potência e potência/custo. Por isso, optou-se por utilizar o conjunto motriz de uma moto Honda CB 400 com transmissão a corrente. Esse sistema é compacto, entretanto geram uma potência satisfatória para um veículo de até 500kg. O sistema de transmissão é de fácil manutenção, assim como o motor ser de alta confiabilidade.

2.2.1 Tração

No desenvolvimento do trabalho ficou decidido que o tipo de concepção que melhor se adapta ao *Kart-Cross* projetado é o de tração traseira, com o motor alocado à frente do eixo traseiro. Esse tipo de arranjo permite uma melhor capacidade de transferência da força de tração ao solo, em que pese na concepção de veículos com tração dianteira o equilíbrio entre as forças de tração e a força de inércia, gerando uma melhoria significativa na estabilidade direcional do veículo.

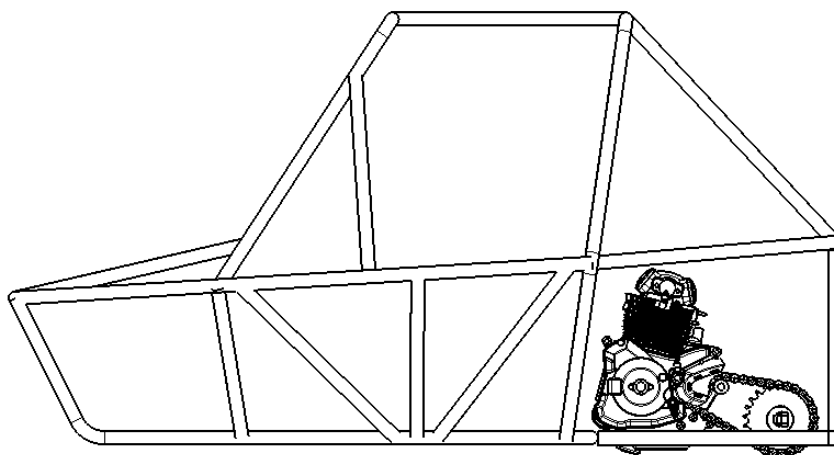


Figura 27. Veículo de tração traseira com motor à frente do eixo.

As vantagens do tipo de concepção de tração traseira são:

- Fluxo das forças de tração curto;
- Direção fica leve devido à concentração de carga sobre o eixo dianteiro ser menor e por não possuir o sistema de direção no mesmo eixo em que o motor é ligado;
- O eixo dianteiro tem uma construção mais simples;
- As forças de frenagem se distribuem de maneira mais conveniente devido à maior concentração de carga sobre o eixo traseiro e por provocar uma menor transferência de carga ao eixo dianteiro quando o veículo executa uma freada, a capacidade de frenagem pode ser melhor aproveitada por possuírem uma similaridade;
- Por possuir uma massa maior sobre o eixo motor a capacidade de tração é melhorada, aumenta a área de contato entre o pneu e o solo consequentemente aumentando o atrito, provoca arrancadas e capacidade de vencer aclives melhores;
- Não necessita de túneis no piso, pois não é preciso transmitir a rotação do motor para o outro eixo;

Porem, existe algumas desvantagens nessa concepção conforme explicitado:

- Possui grande distância do centro de pressão ao CG (centro de gravidade), torna o veículo mais sensível aos ventos laterais, não é um grande problema ao projeto devido ao fato do veículo não sofrer influência significativa a respeito das forças atuadas pelos ventos devido à velocidade máxima que o veículo atinge ser baixa;
- Rodas dianteiras pouco carregadas provocando um desgaste não uniforme do pneu;
- A suspensão do motor suporta todo o torque do arranque;
- Refrigeração do motor é mais complicada devido a dificuldade do ar percorrer a estrutura até chegar ao motor;
- Em curvas apresenta tendência sobresterçante;

2.2.2 Sobresterçante

Em um veículo sobresterçante o centro de gravidade (CG) se encontra deslocado para a traseira em relação ao centro do veículo. Quando o veículo estiver executando uma curva, uma força centrífuga é gerada no centro de gravidade (força no sentido normal ao da curva). Multiplicando a distância do CG ao centro do veículo pela força centrífuga, tem-se o momento provocado, de modo que este atue em torno do centro veículo e girando no mesmo sentido que a curva está realizando, assim tornando-se possível a execução da curva com um esforço menor do que o necessário em condições normais.

Para contornar a situação de sobresterçamento o motorista precisa tomar determinados cuidados. Quando iniciada uma situação de sobresterçamento a primeira atitude a ser tomada é não frear abruptamente, pois os freios atuam fortemente sobre as rodas dianteiras, o que faria o carro girar ainda mais, o correto a se fazer é tirar o pé do acelerador. A segunda medida tomada pelo motorista para corrigir um carro sobresterçante é esterçar o volante no sentido contrário ao da curva. Se estiver virando para a direita e o carro tender sair de traseira o condutor deve virar o carro para a esquerda, para que o veículo obtenha um momento contrário ao gerado e o raio da curva seja aumentado.

Assim pode-se concluir que os cuidados citados anteriormente exige uma reação muito mais rápida por parte do motorista, porém em mãos treinadas se torna uma vantagem em relação aos demais, devido ao menor tempo gasto para realizar uma curva. Veículos com centro de gravidade deslocado para o eixo traseiro trabalham com um sistema de direção mais aliviado deixando a direção mais leve, o que melhora o tempo de resposta do motorista.

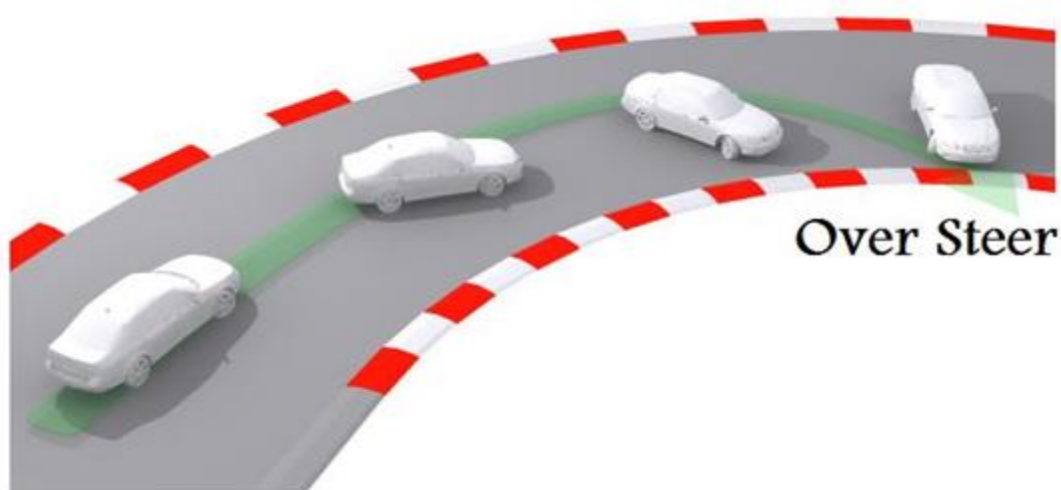


Figura 28. Comportamento sobresterçante. (Fonte: www.mytrackshedule.com)

Na figura acima temos uma representação da tendência sobresterçante.

2.2.3 Motor

O comportamento dinâmico é determinado pelas forças impostas sobre o veículo e sua resposta a estas forças, a partir dos pneus em contato com o solo, da gravidade e da aerodinâmica do veículo.

Nesta etapa do trabalho, o estudo da dinâmica longitudinal foi utilizado para a realização de uma estimativa a cerca da potência mínima necessária para o motor ser capaz de tirar o *Kart-Cross* do repouso.

Com o intuito de obter a aceleração longitudinal de um veículo qualquer se propõe a realização do somatório de forças que agem sobre o veículo.

$$F_m = Q_s + Q_r + Q_i + Q_a \quad (3.1)$$

Onde:

F_m - Massa equivalente do veículo (Massa do veículo + Massa do passageiro);

Q_s - Força de resistência ao aclone;

Q_r - Força de resistência ao rolamento;

Q_i - Força de resistência de inércia;

Q_a - Força de resistência aerodinâmica;

Resistência ao aclone: Ao vencer um aclone somente uma parte do peso do veículo é transmitido ao solo, a outra parte age sobre o CG em sentido oposto ao movimento. Podendo ser calculado por:

$$Q_s = G \cdot \sin(\alpha) \quad (3.2)$$

Exemplo: Se um veículo sobe uma rampa que possui 40% de aclone conforme mostrado na figura abaixo, podemos calcular a angulação da seguinte forma:

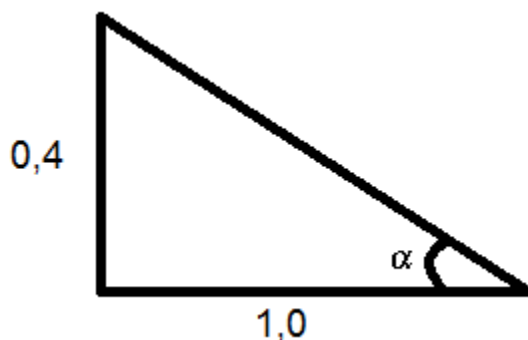


Figura 29. Rampa com inclinação de 40%.

$$a = \operatorname{tg}(\alpha) \quad (3.3)$$

$$\alpha = 21,8^{\circ} \quad (3.4)$$

Adotando a situação em que o veículo transita sem aclone ou declive a força de resistência devido à inclinação do pavimento tem valor zero.

Resistência de inércia: Pode ser divididas em duas partes - massas em translação e massas em rotação.

Massas em translação: Neste caso considera somente a resistência que a massa tem ao se deslocar, dada pela fórmula:

$$Q_i' = m \cdot a \quad (3.5)$$

Massas em rotação: Neste são considerados os componentes que trabalham com movimentos rotativos, resumindo os cálculos obtêm-se:

$$Q_i'' = \frac{J \cdot a}{r_d^2} \quad (3.6)$$

Onde,

J – Inércia rotacional considerando a inércia da roda, diferencial e câmbio [Kg/m²];

a – Aceleração linear [m/s²];

r_d – Raio dinâmico [m];

A resistência de inércia resultante é dada por:

$$Q_i = Q_i' + Q_i'' = m \cdot a + \frac{J \cdot a}{r_d^2} = m \cdot a \left(1 + \frac{J}{m \cdot r_d^2} \right) \quad (3.7)$$

$$\delta = \frac{J}{m \cdot r_d^2} \quad (3.8)$$

δ é a inércia equivalente de rotação, que pode ser estimada para uma anteprojetado de um veículo como mostrado a seguir:

$$\delta = 0,004 + 0,05 \cdot i_{cj}^2 \quad (3.9)$$

i_{cj} – Relação de transmissão para j-ésima marcha;

Resistência ao rolamento: Considerado como a perda existente entre o pneu e a pista, pode ser calculado por:

$$Q_r = f \cdot G \cdot \cos(\alpha) \quad (3.10)$$

Onde,

f – Coeficiente de atrito de rolamento;

G – Peso do veículo;

α – Inclinação da pista;

O coeficiente de atrito de rolamento pode ser calculado ou usado de acordo com o tipo de terreno conforme mostrado na tabela.

Tabela 5. Coeficiente de atrito de rolamento.

Tipo de piso	Valor de “f”
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,02
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada compacta	0,045
Pedra britada solta	0,080
Terra batida	0,060
Areia solta	0,100 a 0,300
Gramma	0,045 a 0,100
Barro	0,100 a 0,400
Neve profunda	0,075 a 0,300

Como o *Kart-cross* vai transitar em terrenos de terra, pode-se adotar para o caso em estudo o coeficiente de atrito de rolamento igual à 0,060, ou seja, coeficiente para terra batida.

Resistência aerodinâmica: Para calcular a força de resistência do ar, deve-se levar em consideração que o veículo em movimento produz um escoamento de ar. O impacto desse ar faz aparecer forças e torques em relação ao centro de gravidade do veículo e em relação aos pontos de contato das rodas no pavimento. As forças aerodinâmicas são calculadas em função da velocidade do veículo, da direção e velocidade do vento local, do tamanho e forma de carroceria, dentre outros fatores.

De acordo com as leis aerodinâmicas, um veículo movendo-se através do ar sofre uma força de resistência, que é dada por:

$$Q_a = \frac{\rho \cdot C_a \cdot A \cdot v_r^2}{2} \quad (3.11)$$

Em que:

ρ – Densidade do ar;

C_a – Coeficiente de arraste aerodinâmico;

A – Área frontal do veículo;

v_r – Velocidade relativa entre o veículo e o ar;

A densidade do ar utilizada foi a de 1,22557 kg/m³ referente a uma pressão de 1 atm e temperatura de 25°C.

O coeficiente de arraste aerodinâmico usado foi de 0,5, equivalente ao do veículo Fiat 147. A área frontal considerada foi de 0,9 m². A velocidade relativa entre o veículo e o ar é dada por:

$$v_r = v(t) + v_{ar} \quad (3.12)$$

Em que:

$v(t)$ – Velocidade linear do veículo;
 v_{ar} – Velocidade do ar;
 v_r – Velocidade relativa;

Considerando que na região possui predominantemente ventos moderados, provocando velocidade do ar por volta de 60 Km/h ou 16,6 m/s de acordo com a escala de Beaufort.

Para a realização da primeira estimativa de potência do motor foi imposto um perfil de velocidade para o kart.

O perfil possui a forma de uma equação exponencial, o qual é descrita abaixo:

$$v = v_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{t_0}} \right) \quad (3.13)$$

Esse perfil de velocidade representa uma situação onde o *Kart-Cross* vai de 0 à 80 km/h em pouco mais de 15 segundos e em seguida ele mantém uma velocidade constante. A aceleração usada foi apenas a integral da equação anterior.

Abaixo segue um gráfico com os perfis de velocidade e aceleração usados na análise assim como a curva de potência usada pelo motor.

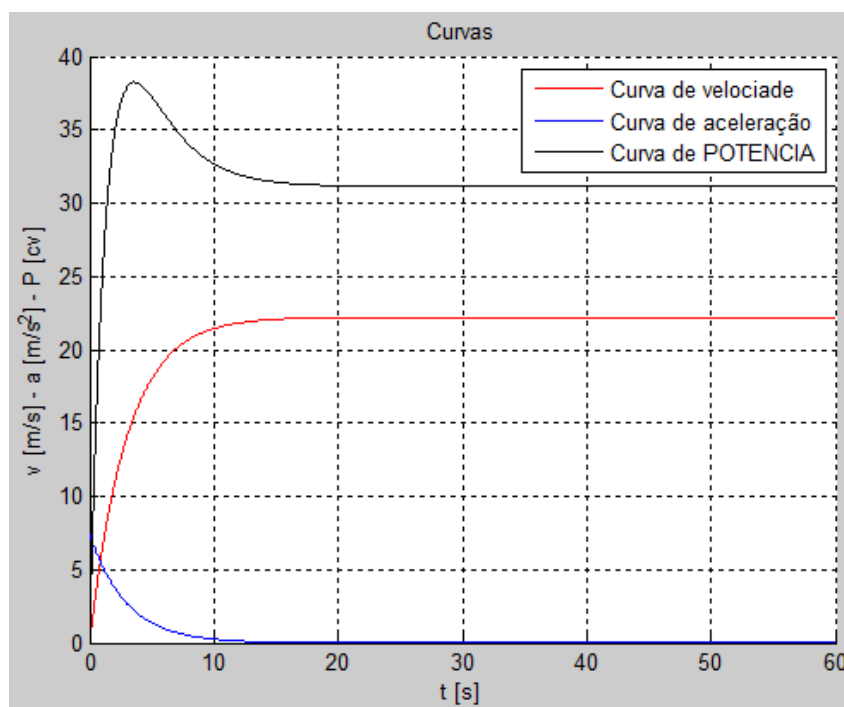


Figura 30. Perfis de velocidade, aceleração e potência.

Nota-se que o pico de potência ocorre por volta dos 5 segundos durante a aceleração do *kart-Cross* e que essa potência máxima é aproximadamente 38 cv, logo o motor a ser escolhido deveria apresentar uma potência nominal no mínimo de 38 cv para que o veículo possa apresentar uma aceleração máxima de 0 a 80 km/h em 15 segundos.

O motor escolhido para ser adaptado ao *Kart-Cross* foi o da moto Honda CB 400, as curvas de potência e torque desse motor foram retiradas do catálogo do fabricante e estão apresentadas abaixo.

Tabela 6. Tabela de rotação por potência da CB400.

Rotação [RPM]	Potência [cv]
2700	8,75
3000	10
4000	13
5000	17,3
5300	20
6000	23,75
6900	30
7000	30,75
8000	35,76
9000	38,5
9300	39,75
9500	40
10000	39,75
10500	38

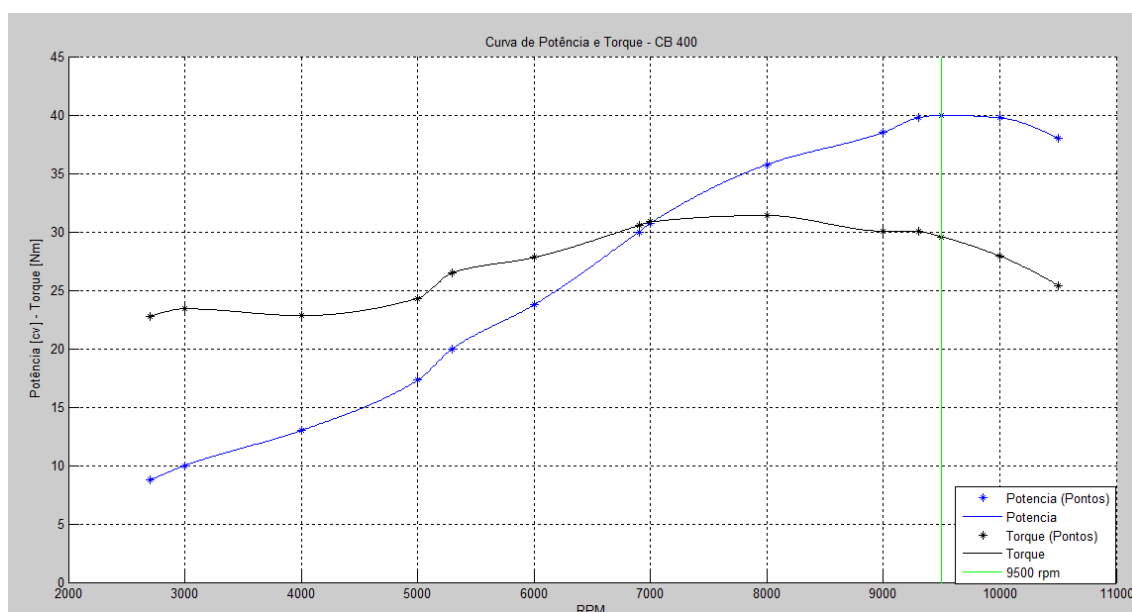


Figura 31. Curva de Potência e Torque do motor Honda CB 400.

2.2.4 Transmissão

Para adaptar o motor da moto ao *Kart-Cross* foi necessário montar um sistema de transmissão simples e robusto capaz de transmitir a rotação do eixo do motor, de maneira mais eficiente para o eixo traseiro do veículo, a fim de garantir torque suficiente para que o veículo saia do repouso e potência suficiente para que ele atinja uma velocidade limite estipulada no projeto.

O conjunto de transmissão é acoplado ao motor, do mesmo modo que se encontra em motos convencionais, logo não foi possível projetar um sistema de transmissão completamente novo. No caso do projeto, o dimensionamento da transmissão resumiu-se apenas em encontrar uma relação coroa/pinhão adequado para garantir uma relação torque/potência ideal.

Com base em outros modelos de *Kart-Cross*, optou-se pela utilização de um conjunto pinhão, coroa e corrente, assim como na moto, para ligar o motor ao eixo traseiro. Esse tipo de sistema foi escolhido por ser uma opção com grande taxa de eficiência na transmissão do movimento, mais barata e de simples implantação, porém uma desvantagem desse tipo de sistema é a limitação quanto ao número de opções de kit de relações disponíveis no mercado.

Foi retirado do manual do proprietário da moto CB 400 que a relação primária da moto i_p , relação de transmissão entre o virabrequim e a árvore primária de transmissão, é de 3,125 e as relações para as seis marchas da moto são respectivamente: 2,733, 1,947, 1,545, 1,28, 1,074 e 0,931.

Para o cálculo da relação final ideal i_f , adotou-se como velocidade máxima para o *Kart-Cross* de 104 km/h, aproximadamente 29 m/s, na última marcha e que o motor seria governado para atingir apenas uma rotação máxima de 9500 rpm.

A rotação do motor pode ser convertida em velocidade linear em m/s nas rodas do kart adotando:

$$v_l = \frac{rd \cdot \pi \cdot RPM}{30 \cdot i} \quad (3.14)$$

Onde rd é o raio dinâmico do pneu do *Kart-Cross*, este é definido a partir da distância percorrida em um giro do pneu, na condição de carga máxima admissível, com a velocidade padrão de 60 km/h. Para encontrá-lo precisa-se do raio estático, que é definido como a distância do centro da roda ao plano de contato do pneu com a pista, para a condição de carga máxima admissível e veículo parado. Para uma primeira aproximação pode-se usar, para valores do raio estático e raio dinâmico de pneus de automóveis, as seguintes relações empíricas:

$$r_e = 0,47 \cdot D \quad (3.15)$$

$$rd = 1,02 \cdot r_e \quad (3.16)$$

Sabendo que o diâmetro do pneu usado é de 594 mm, obtemos um raio estático de 279,18 mm e um raio dinâmico de aproximadamente 284,76 mm.

RPM é a rotação do motor que foi limitada em 9500 rpm e i é a relação completa da sexta marcha.

$$i = i_p \cdot i_f \cdot i_6 \quad (3.17)$$

Fazendo as devidas manipulações é possível definir a relação final ideal i_f como sendo:

$$i_f = \frac{rd \cdot \pi \cdot RPM}{30 \cdot ip \cdot vl \cdot i_6} \quad (3.18)$$

$$i_f = 3,3576 \cong 3,36 \quad (3.19)$$

Fazendo uma rápida pesquisa de mercado, foram encontrados alguns kits de relação, de motos comercializadas no país, que chegam próximo ao valor de relação de 3,36 desejado. Abaixo segue uma tabela com alguns kits encontrados.

Tabela 7. Relação e torque de algumas motos disponíveis no mercado nacional.

Moto	Torque [kgfm]	Relação
Honda CRF 230F	1,92	4,25
Honda CBX 200	1,7	3,307
Kasinski Comet 250	2,2	3,286
XTZ 250 Lander	2,09	3,066
Honda XRE 300	2,81	3
Honda CB 300R	2,81	2,846
Honda NX 400i Falcon	3,27	2,666

As opções que se tornam mais atraentes para a situação seria a da Honda CBX 200, porém foi encontrada no mercado uma coroa de 51 dentes que fornece uma relação satisfatória. O pinhão utilizado foi o próprio da moto que possui 16 dentes.



Figura 32. Coroa utilizada, possui 51 dentes.

2.2.5 Curvas de potência e forças

Abaixo são apresentadas as curvas de potência, potência líquida e de forças para as seis marchas utilizando o valor de i_f . Ao transmitir forças do

volante do motor para os cubos de rodas existem perdas de forças provocadas pela resistência/atrito dos elementos mecânicos. As principais perdas estão presentes na caixa de câmbio, sistema de transmissão do tipo corrente, coroa e pinhão, mancais, juntas universais, rolamentos e homocinéticas. O rendimento mecânico da transmissão tem valor na maioria dos casos entre 0,84 e 0,93. Como não se utiliza eixo cardan e nem diferencial nessa aplicação podemos estimar um valor de 0,9 para o rendimento mecânico do veículo em estudo. Para o cálculo das resistências mecânicas temos:

$$P_c = P_e \cdot \eta_m \quad (3.20)$$

$$P_m = (1 - \eta_m) \cdot P_e \quad (3.21)$$

Onde:

P_c – Potência no cubo;

P_e – Potência efetiva no motor;

P_m – Potência consumida na transmissão (Perda mecânica);

η_m - Rendimento mecânico da transmissão;

A potência gerada no motor pode ser definida como:

$$P = M_t \cdot \omega \quad (3.22)$$

Do qual:

P – Potência [W]

M_t – Momento torçor [N*m]

ω – Velocidade angular [rad/s]

Para transformar a rotação do motor em rpm (rotação por minuto) para radiano por segundo utiliza-se da seguinte formulação:

$$\omega = \frac{\pi \cdot \eta}{30} \quad (3.23)$$

Para encontrar a velocidade do veículo em função da rotação do motor deve-se levar em conta as seguintes informações:

$$\text{Valor do escorregamento na tração} \rightarrow e = \frac{v_t - v}{v_t} \quad (3.24)$$

$$\text{Valor do escorregamento na frenagem} \rightarrow e = \frac{v - v_t}{v} \quad (3.25)$$

$$v_t = r_d \cdot \omega_r \quad (3.26)$$

$$\omega_r = \frac{\pi \cdot \eta_r}{30} \quad (3.27)$$

$$\eta_r = \frac{\eta_m}{icj \cdot id} \quad (3.28)$$

$$v_t = \frac{0,1047 \cdot rd \cdot \eta_r}{icj \cdot id} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.29)$$

$$v_t = \frac{0,377 \cdot rd \cdot \eta_r}{icj \cdot id} \left[\frac{km}{h} \right] \quad (3.30)$$

$$v_t = \frac{v}{1 - e} \quad (3.31)$$

$$v = \frac{0,1047 \cdot (1 - e) \cdot rd \cdot \eta_r}{icj \cdot id} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.32)$$

$$v = \frac{0,377 \cdot (1 - e) \cdot rd \cdot \eta_r}{icj \cdot id} \left[\frac{km}{h} \right] \quad (3.33)$$

Onde:

v – Velocidade de translação;
 v_t – Velocidade tangencial da roda;
 e – Escorregamento;
 rd – Raio dinâmico;
 ω_r – Velocidade angular da roda;
 η_r – Rotação da roda em rpm;
 icj – Relação de transmissão para a j-ésima marcha;
 id – Relação do diferencial;

A potência no cubo pode ser calculada por:

$$P_c = v_t \cdot F_m \quad (3.34)$$

A potência no solo pode ser calculada por:

$$P_{solo} = v \cdot F_m = v_t \cdot (1 - e) \cdot F_m \quad (3.35)$$

A perda de potência é dada por:

$$\Delta P = v_t \cdot F_m - v \cdot F_m = (v_t - v) \cdot F_m = e \cdot P_c \quad (3.36)$$

Potência no i-ésimo termo pode ser calculado por:

$$P_i = Q_i \cdot v_t = \frac{Q_i \cdot v}{1 - e} \quad (3.37)$$

Nicollazi (2007) afirma que:

O veículo se deslocando no plano, com velocidade constante, as forças resistentes ao movimento se reduzem apenas à resistência aerodinâmica e a de rolamento. Estas forças devem ser equilibradas pela força motriz, proveniente da potência gerada pelo motor, de forma que o movimento se mantenha.

A potência no cubo pode ser calculada por:

$$P_c = P_r + P_a + P_L \quad (3.38)$$

A potência líquida é calculada pela seguinte equação:

$$P_L = P_c - (P_a + P_r) \quad (3.40)$$

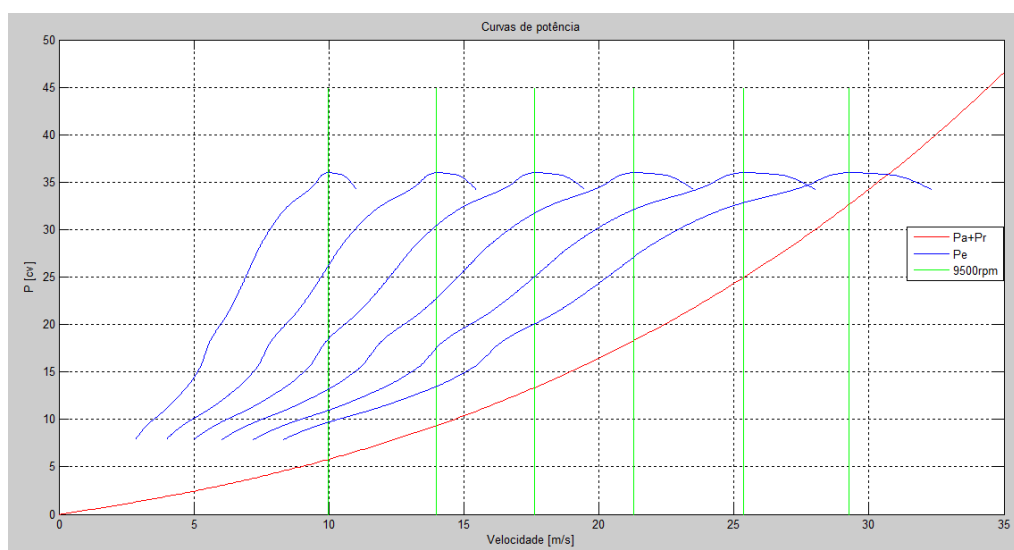


Figura 33. Curvas de Potência.

A curva em vermelho é a potência consumida resultante das duas principais potências de resistência que o veículo deve vencer, quando transita em terrenos planos (Potência de resistência ao rolamento e potência de resistência aerodinâmica). A potência líquida do motor é resultante da subtração da potência gerada pelo motor pela potência consumida, ou seja, a potência necessária para a aceleração do veículo. Uma curva ideal de potências é aquela em que apenas uma pequena parte da última curva ultrapassasse essa curva vermelha, simbolizando que até a última marcha o kart é capaz de aumentar sua velocidade. Contudo, não se faz necessário utilizar toda a potência do motor para obter-se um bom rendimento em estradas de terra, desse modo a rotação do motor foi limitada para 9500 rpm (retas verticais verdes). O ponto de interseção da curva vermelha com a curva na qual o veículo transita em quinta marcha define qual a velocidade máxima teórica que pode ser atingida.

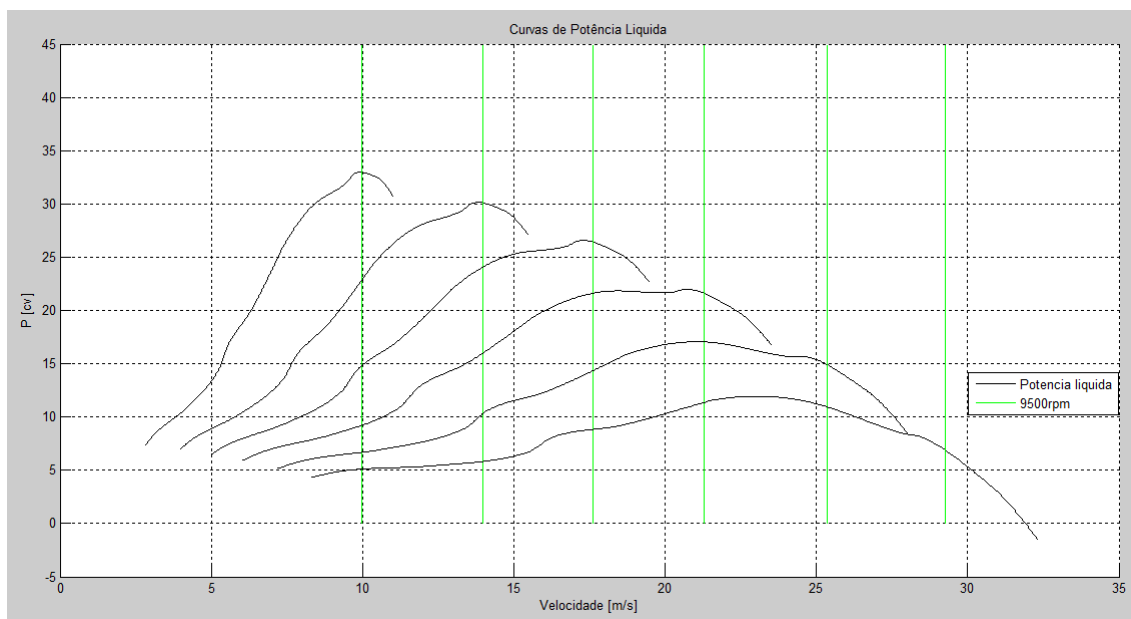


Figura 34. Curva de Potência Líquida.

Desse gráfico é possível definir de maneira teórica qual será a velocidade máxima do kart. Essa velocidade pode ser obtida a partir do ponto onde a última curva de potência líquida é zero, dando aproximadamente na velocidade de 29 m/s (104,4 km/h) à 9500 RPM; se fosse utilizada a potência máxima do motor a velocidade máxima iria para 32 m/s (115,2 km/h).

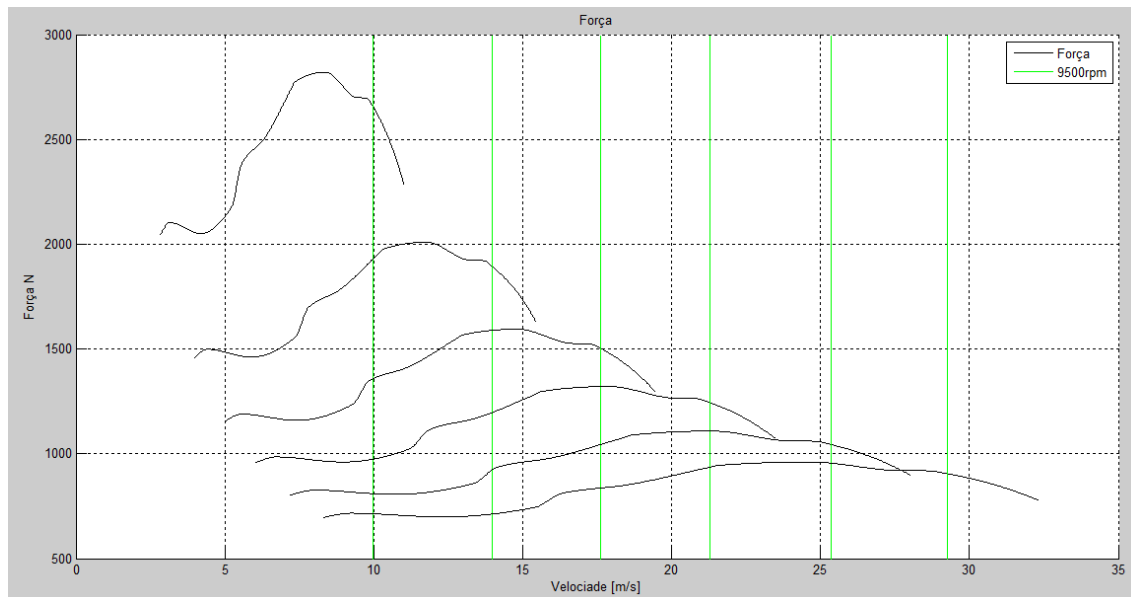


Figura 35. Curvas de Força.

A força gerada por cada relação de marcha foi definida dividindo o torque do motor pelo raio dinâmico do pneu. É possível observar que o torque começa alto nas primeiras marchas e tende a diminuir nas últimas, isso é normal, já que a maior necessidade de torque que o *Kart-Cross* tem é no momento da sua partida, para vencer as inércias dos seus componentes.

Um veículo com tração traseira para ter o mesmo desempenho que um de tração integral deve ter a posição do centro de gravidade em $x = 0,78$. Isto significa dizer que cerca de 78% do peso do veículo deveria estar sobre o eixo traseiro.

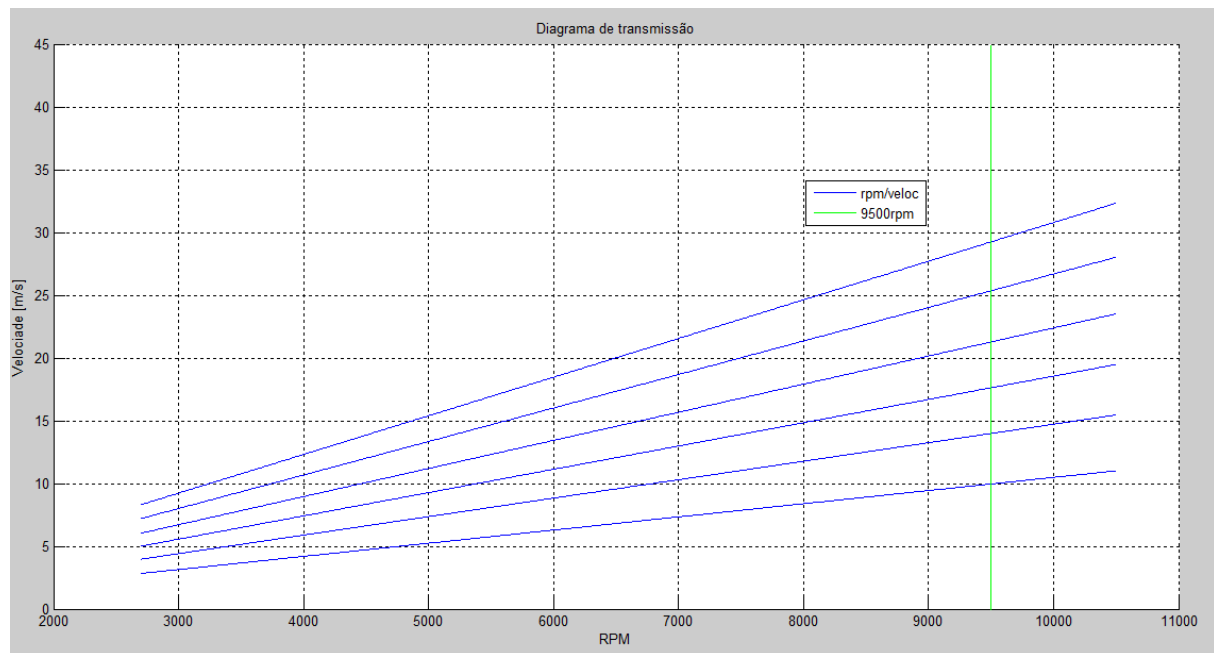


Figura 36. Diagrama de transmissão.

2.2.6 Aclive máximo

Para encontrar o aclive máximo que os veículos com tração traseira conseguem atingir deve-se utilizar a seguinte fórmula:

$$\tan(\alpha_{max}) = \mu \cdot \left[\frac{x - f \cdot \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \cdot \left(\frac{h}{l} \right)} \right] - f \quad (3.40)$$

$$\tan(\alpha_{max}) \cong 0,4 \quad (3.41)$$

$$\alpha_{max} \cong 21,8^\circ \quad (3.42)$$

Nota-se que o *Kart-Cross* consegue vencer aclives de até 40% de inclinação, ou seja, rampas com até $21,8^\circ$.

2.2.7 Velocidades máximas de curvas sem escorregamento

Para que o carro realize curvas sem que os pneus percam a aderência com o solo devido à força centrípeta, a seguinte equação deve ser respeitada:

$$v < 3,6 \cdot \sqrt{\mu \cdot \rho \cdot g} \quad (3.43)$$

Na figura a seguir a curva evidência qual a velocidade máxima permitida para que não ocorra o escorregamento, portanto se o veículo realizar curvas com velocidades abaixo da curva este não terá risco de perder a estabilidade direcional.

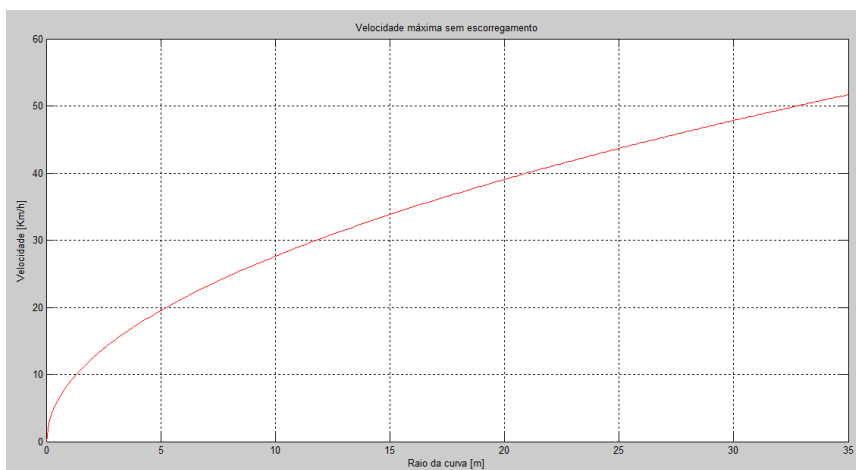


Figura 37. Curva de velocidade para escorregamento em função do raio da curva.

2.2.8 Velocidades máximas de curvas sem ocorrer tombamento

Para que o veículo realize curvas sem que os pneus percam contato com o solo devido à força centrípeta, a seguinte equação deve ser respeitada:

$$v < 11,3 \cdot \sqrt{\frac{t \cdot \rho}{2 \cdot h}} \quad (3.44)$$

Na figura a seguir a curva evidência qual a velocidade máxima permitida para que não ocorra o tombamento, portanto se o veículo realizar curvas com velocidades abaixo da encontrada este não terá risco de tirar o veículo do piso em que transita, evitando assim riscos de acidentes.

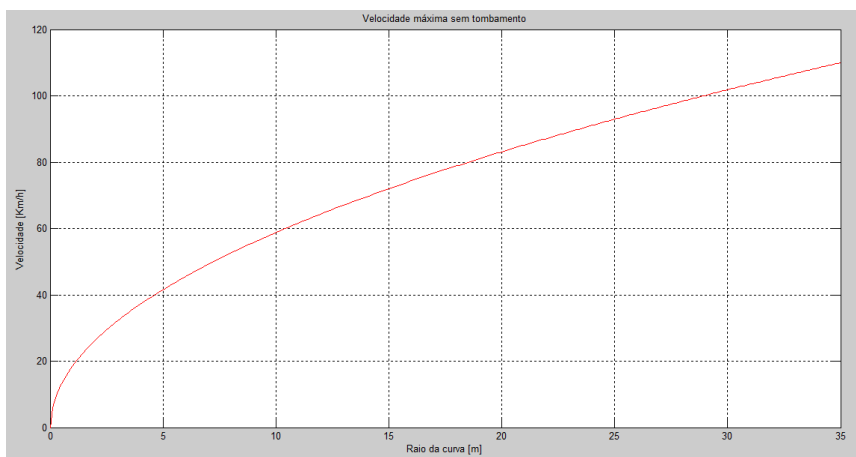


Figura 38. Curva de velocidade para tombamento em função do raio da curva.

2.2.9 Troca de marcha

A mudança de marcha será realizada por meio de um câmbio borboleta ou *paddle shift* localizado atrás do volante, para realizar a troca o motorista necessita acionar o pedal de embreagem. Este tipo de câmbio melhora as reações do motorista visto que o mesmo não precisa tirar as mãos do volante para realizar as trocas de marchas.



Figura 39. Câmbio do tipo borboleta para adaptação em kart. (Fonte: Site da Bepikart)

2.2.10 Suporte da coroa

Essa peça é responsável por fazer a ligação da coroa ao eixo de tração, as cotas dela estão no desenho técnico 12 em anexo. Para fixa-la ao eixo de tração foi necessário fazer um corte de 2 mm em metade da peça, um rasgo de chaveta e furo com dimensões suficientes para a confecção da rosca de forma a encaixar um parafuso Allen M8 de aço inox. O material usado para fabricação desse componente foi o Alumínio 7075 T6. Para garantir que a peça não gire sem tracionar o eixo foi feito o rasgo de chaveta no suporte e um rasgo no eixo de tração, após realização dos rasgos foi usinado um tarugo de seção retangular que encaixa sem interferência entre eles. Por meio desse arranjo foi impedido que o suporte deslize no eixo sem traciona-lo e por meio do parafuso M8 apertou-se o suporte da coroa sobre o tarugo e eixo de tração.



Figura 40. Peça responsável por unir a coroa ao eixo de tração.

2.2.11 Eixo de tração

O eixo de tração é o componente que transmite o torque de tração ou de frenagem para os semi-eixos (passando antes pela junta universal). Neste eixo temos três flanges: uma para a fixação do disco de freio e duas para fixar as juntas universais; estas flanges serão soldadas ao eixo. O diâmetro do eixo foi dimensionado com base no torque máximo provindo do motor e do freio, possuindo um valor de 30 mm.

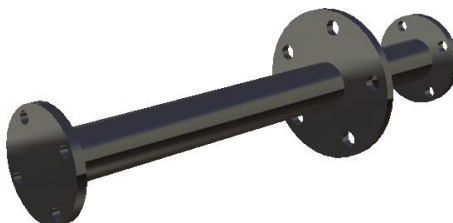


Figura 41. Eixo de tração do veículo.

2.2.12 Junta universal

A junta universal é uma junção de acoplamento de um eixo que transfere o movimento em outra direção sem modificar o sentido de giro. Basicamente é um par de dobradiças articuladas, entre si, mas que através de um eixo comum (num ângulo de 90° entre si) modifica a direção desse movimento. A junta universal é formada por cruzeta e garfos com terminais ou flanges.

A cruzeta é uma peça essencial em nossa aplicação para que a força passe do eixo de tração para o semi-eixo, já que a roda fica situada em nível abaixo do eixo de tração. A cruzeta tem seu corpo principal formado por dois eixos em forma de cruz. Em suas extremidades estão as espigas, que também são conhecidas como munhões, e ao seu redor existem roletes mantidos por capa denominada castanha. A junção da castanha com o rolete faz com que a força do eixo se transmita para outro.

A cruzeta é unida ao eixo através de garfos e terminais ou de garfos e flanges. Nota-se que a junta utilizada tem dos dois lados garfos e flanges facilitando a conexão entre o eixo de tração e o semi-eixo.

As juntas universais apresentam a vantagem de permitir maiores ângulos de trabalho, menor raio de giro e melhor capacidade de torque em relação às trizetas.

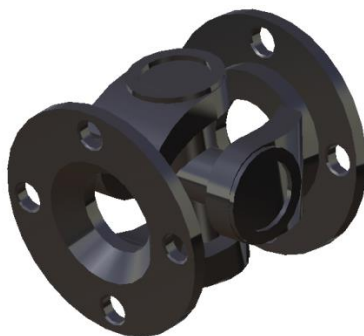


Figura 42. Junta universal de dois flanges.

2.2.13 Mancais

São elementos que servem de apoios fixos aos elementos dotados de movimentos giratórios (eixos). O mancal é composto de uma estrutura geralmente de ferro fundido e bipartida (base e tampa), o eixo gira em seu interior de acordo com o tipo de mancal, os tipos de mancais são: de munhão, de rolamento, hidrodinâmico e magnético.

Mancal de munhão: Este possui uma peça de material menos resistente entre o eixo e o mancal, o desgaste ocorre na peça e não no eixo ou mancal. Utilizou-se desse tipo de mancal na fixação dos braços da suspensão do lado do *chassi* e do lado da manga somente na traseira;

Mancal de rolamento: entre o mancal e o eixo tem-se a presença de um rolamento. Com esse tipo de mancal o eixo de tração será fixado à estrutura do *sub-chassi*;

Mancal hidrodinâmico: consiste de uma camada de fluido entre o eixo e o mancal, possuindo a função de diminuir o atrito; existem pequenos canais no munhão que permitem a passagem de lubrificante;

Mancal magnético: é constituído por dois elementos, um acoplado no eixo e o outro no mancal, que criam campos magnéticos de mesma polaridade, de tal forma que se repelem, permitindo que o eixo fique sem contato com o mancal.

Os mancais devem ser montados dentro de um alinhamento preciso, para não trabalhar em um regime forçado e, conseqüentemente, não causar danos ao equipamento.



Figura 43. Mancal de rolamento com vista em corte da peça (Fonte: www.rolmax.com.br).

2.2.14 Semi-eixo e homocinética

São componentes que têm a função de transmitir de forma constante a força (torque) do motor às rodas. No veículo utilizou dois semi-eixos, um para cada roda motriz. Cada semi-eixo é composto por uma junta homocinética (fixada ao cubo de roda) e uma flange (fixada à junta universal). O semi-eixo possui diâmetro de 23 mm. Para ser possível a fixação da flange teve que ser realizado um corte no semi-eixo do lado onde fica localizada a trizeta (lado esquerdo da figura apresentada).

O momento provindo da junta universal passa para o semi-eixo, e este transfere o movimento para a homocinética e por fim ao cubo de roda. A junta homocinética tem a mesma função da junta universal, mas é construída por uma cúpula e com esferas em rolamento.



Figura 44. Semi-eixo com homocinética e trizeta utilizado no veículo (Fonte: acessoriosepeças.carz.com.br/).

2.2.15 Tanque de combustível

O tanque de combustível localiza-se acima do motor com uma divisória, a fim de que o combustível não entre em contato com o motor. A capacidade máxima do tanque apresentado é de 17 litros e possui as seguintes dimensões: 300 mm de largura, 300 mm de comprimento e 200 mm de altura. O mesmo foi fabricado em alumínio, e possui três itens acoplados: sensor de combustível, boca rosqueada para o encaixe da tampa (permite a entrada de combustível) e peça de alumínio com acabamentos feitos a fim de impedir o desacoplamento da mangueira (permite a saída do combustível).

O sensor de combustível utilizado foi do veículo Tempira, devido a sua geometria e facilidade de instalação, com esse sensor é possível medir a quantidade de combustível presente no tanque. O princípio de funcionamento do sistema é similar a de um potenciômetro, pois possui uma variação de resistência de acordo com a posição da boia. Como o sensor de combustível não encosta ao fundo do tanque temos uma região onde não é possível realizar a leitura, ou seja, conta com uma reserva de combustível de aproximadamente 2,7 litros.

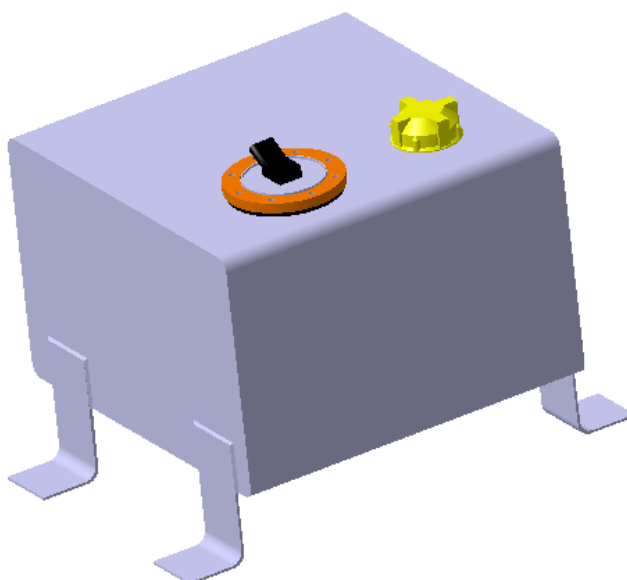


Figura 45. Tanque de combustível.

2.2.16 Identificação dos componentes

A seguir temos algumas figuras mostrando os componentes utilizados para execução do *powertrain*.

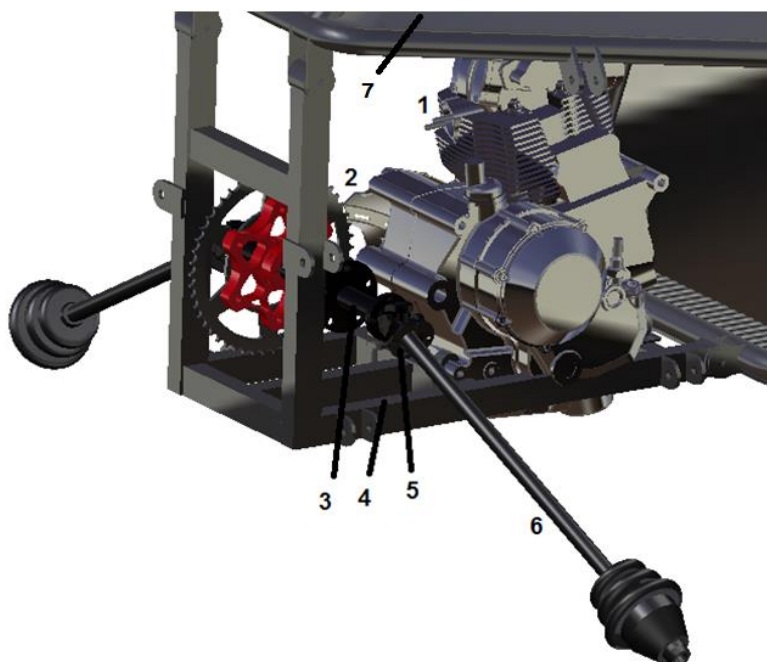


Figura 46. Identificação dos componentes do *Powertrain*.

De acordo com a numeração mostrada na figura acima identifica-se os seguintes componentes:

- 1- Motor;
- 2- Pinhão, coroa e corrente;
- 3- Eixo de tração;
- 4- Mancais;
- 5- Junta universal;
- 6- Semi-eixos;
- 7- Tanque de combustível.

2.3 SISTEMA DE FRENAGEM

Diversos tipos de freios foram desenvolvidos ao decorrer dos anos, porém atualmente existem dois que são mais empregados em automóveis, os freios a disco e os freios a tambor. Destes dois foi escolhido o freio a disco para o veículo em questão.

De acordo com Nicolazzi (2007) o avanço da tecnologia permitiu que o desempenho dos freios fosse otimizado. O sistema de freios deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível sob as mais diversas condições de uso, tais como: veículo carregado ou descarregado, piso seco, úmido ou contaminado, velocidade baixa ou alta, em aclive ou declive, pista reta ou sinuosa, etc.

Os freios e o sistema de freios devem ser completamente confiáveis e não serem afetados pela temperatura, poeira, água, entre outros. A sua performance não pode se deteriorar com o desgaste. Adicionalmente, o sistema de freios deve exigir o mínimo de manutenção e regulagens, visto que a maioria dos motoristas não tem percepção da perda de rendimento. Os condutores raramente usam o freio em situações limites, além de serem descuidados com a manutenção.

O sistema de freio não é utilizado só nos veículos automotivos. Eles estão presentes nos veículos ferroviários, aeroviários, veículos não auto propelidos tais como bicicletas, carroças, carros de boi e em equipamentos industriais como prensas, guindastes, pontes rolantes, transportadores industriais, nos elevadores industriais ou residenciais.

O sistema de freio constitui-se em uma das partes mais importantes e vitais da segurança dos veículos automotores. Para veículos automotivos, existem conjuntos de normas técnicas e legislações específicas para o projeto, ensaios, qualificação e regulamentação do sistema, as quais têm particularidades específicas em função da região econômica. A legislação descreve conceitos básicos e os requisitos mínimos que cada um dos itens que compõem os sistemas ou circuitos de freio deve satisfazer.

Para compreender o princípio de funcionamento de um sistema de freios é preciso levar em consideração o conceito de frenagem, que por sua vez está associado ao conceito de atrito, que é o fenômeno provocado pelas forças de adesão existentes entre duas superfícies em contato, com movimentos relativos.

Os dois principais tipos de sistema de freios são os freios acionados por sistema hidráulico e os freios acionados por sistema pneumático. Nos automóveis os freios hidráulicos basicamente são utilizados por veículos leves e os freios pneumáticos são usados por veículos de grande porte (caminhões e ônibus). A aplicação de freios acionados por sistema hidráulico convém melhor ao projeto, por ser um veículo leve que não necessita de grandes esforços para a frenagem em relação aos veículos pesados.

2.3.1 Pedal de freio

O pedal de freio é a peça no qual o motorista exerce uma força com o pé a fim de freiar o veículo; uma haste é ligada a ela e ao cilindro mestre para que a força seja transferida do pedal para o cilindro; a força que chega ao cilindro não é a mesma aplicada pelo motorista devido à relação ao que o pedal possui, sendo este similar ao que ocorre com um braço de alavanca.



Figura 47. Pedal do freio.

2.3.2 Cilindro mestre

O cilindro mestre é o componente responsável por abastecer o sistema de freio com o fluido de freio, o fluido oriundo do reservatório é comprimido no cilindro, gerando a pressão hidráulica necessária para empurrar os pistões das pinças e comprimir as pastilhas de freio contra o disco de freio.

É através do cilindro mestre que o processo de frenagem é iniciado e controlado, visto que ao acionar o pedal de freio, o pistão do cilindro mestre comprime o fluido que se encontra na câmara, gerando pressão em todo o circuito hidráulico do sistema.

Existem dois tipos de cilindros mestres, os simples e os duplos. O simples possui somente uma câmara de pressão que alimenta o sistema todo, já o duplo possui duas câmaras de pressão independentes.

O cilindro mestre utilizado é do tipo duplo, no qual uma câmara alimenta os freios dianteiros e a outra ao freio traseiro. A vantagem de se usar esse tipo de sistema é que quando houver perda de pressão em uma das linhas o sistema não para de funcionar, pois a outra linha não sofre alterações.

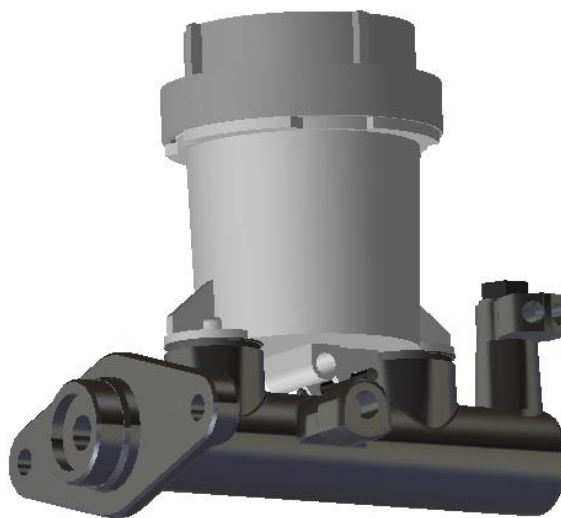


Figura 48. Cilindro mestre com reservatório.

2.3.3 Pinça de freio

A pinça de freio é o componente que abriga as pastilhas de freio e os pistões. Os pistões são normalmente feitos de plástico, alumínio ou aço cromado.

Existem dois tipos de pinça, flutuantes ou fixas. Uma pinça do tipo fixa não se move em relação ao disco e é, portanto, menos tolerante as imperfeições do disco. Esse tipo utiliza um ou mais pares de pistões atuando nos dois lados do disco, a pinça deve ser centrada em relação ao disco, assim esse sistema é mais complexo e caro do que um de pinça flutuante. Pinça do tipo flutuante (também chamado de "pinça deslizante") move-se em relação ao disco, ao longo de uma linha paralela ao eixo de rotação do disco; a força é produzida pelos pistões em um só lado; possuem guias de deslocamento linear; a outra pastilha é aplicada por reação e possui o efeito de autocentragem da pinça em relação ao disco.

A pinça usada no projeto é do tipo flutuante e possui dois pistões de atuação hidráulica.



Figura 49. Pinça de freio.

2.3.4 Pastilha de freio

A pastilha de freio atua principalmente por meio da fricção contra o disco de freio, que em contato giratório com as pastilhas, efetuando a diminuição do giro. As pastilhas convertem a energia cinética do carro para energia térmica através do atrito. Usado em pares, as pastilhas ficam alojadas dentro da pinça de freio. Uma das grandes vantagens das pastilhas é que elas são a prova de água, mantendo seu desempenho em dias de chuva ou terrenos alagados, além de contar com melhor controle na diminuição da velocidade se comparado aos sistemas de freio a tambor.

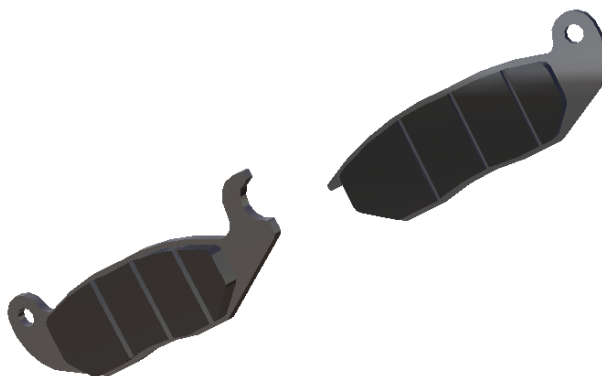


Figura 50. Pastilhas de freio.

2.3.5 Disco de freio

A principal função do disco de freio é a dissipação do calor gerado pela fricção e fazer com que o veículo desacelere quando as pastilhas o pressionam. Geralmente é feito de ferro fundido ou compostos cerâmicos (como carbono, kevlar e sílica), podendo ser conectado à roda ou ao eixo.

No sistema de freio dianteiro os discos são fixados as rodas, e no traseiro o disco é fixado ao eixo de tração. O disco de freio ventilado é mais eficiente, pois possui uma maior capacidade de dissipar o calor gerador.

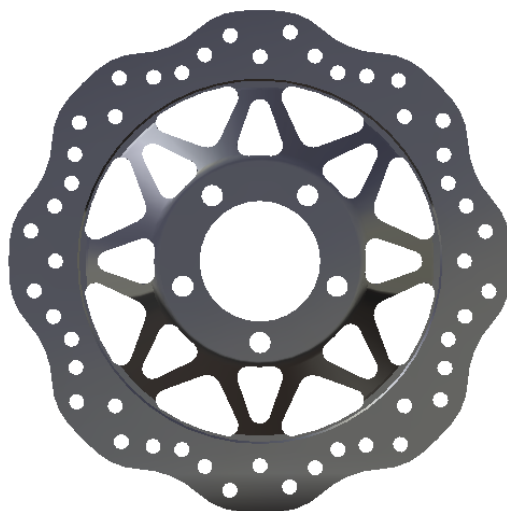


Figura 51. Disco de freio.

2.3.6 Cálculos de reações dos eixos

Nicolazzi (2007) faz uso de uma simplificação quase estática para avaliar a carga média que é atuada em cada eixo conforme ilustrado abaixo.

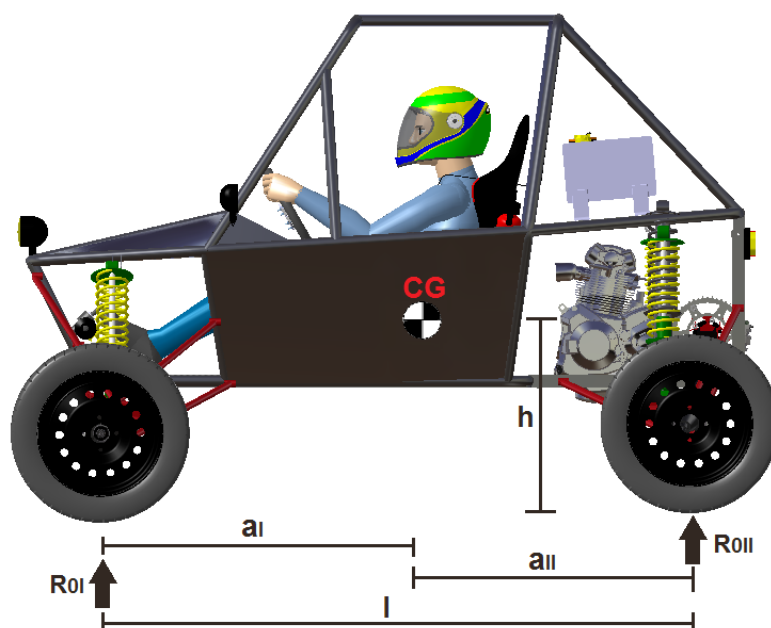


Figura 52. Posicionamento do CG com suas respectivas dimensões e reações nos eixos.

Dos cálculos expostos na obtenção do centro de gravidade encontramos uma massa total do veículo com o motorista no CG é de 237 Kg, multiplicando essa massa pela aceleração da gravidade obtemos uma força de 2.324,97 N. Para saber a força atuante no eixo dianteiro e traseiro, no caso em que o veículo se encontra em repouso, foi feita uma aproximação por meio de uma viga bi-apoiada com carga pontual, onde no eixo dianteiro foi colocado um apoio do primeiro gênero e no eixo traseiro um apoio do segundo gênero.

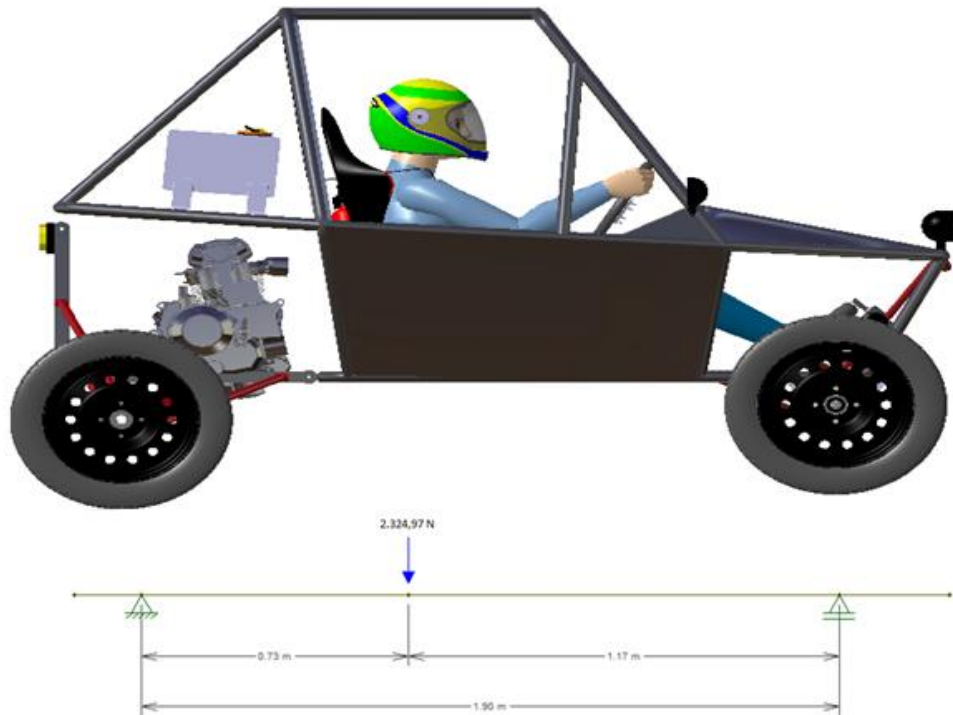


Figura 53. Representação do veículo como uma viga bi-apoiada.

Considerando a força de reação no eixo dianteiro como RO_I e no traseiro como RO_{II} , obtemos pela formulação da estática os seguintes resultados:

$$\sum F_y = 0 \quad (4.1)$$

$$RO_I + RO_{II} - 2324,97 \text{ N} = 0 \quad (4.2)$$

$$\sum M_{RO_{II}} = 0 \quad (4.3)$$

$$2324,97 \text{ N} \cdot 0,73 \text{ m} - RO_I \cdot 1,9 \text{ m} = 0 \quad (4.4)$$

$$RO_I = 893,28 \text{ N} \quad (4.5)$$

Substituindo o resultado encontrado (4.5) na equação (4.2) encontra-se:

$$RO_{II} = 1431,69 \text{ N} \quad (4.6)$$

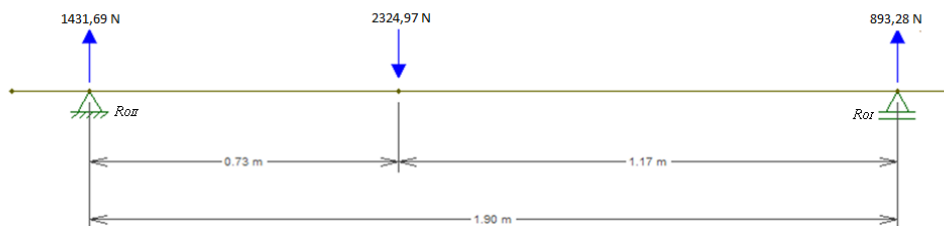


Figura 54. Forças atuantes nos eixos e no CG.

Convertendo para massa obtemos que no eixo dianteiro temos aproximadamente 91 Kg e no eixo traseiro 146 Kg. Para encontrar o valor da distribuição de carga devemos dividir a distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade pela distância entre eixos (a/l), o que nos fornece um valor de 0,616.

Para facilitar os cálculos, a tabela a seguir indicam alguns dados do veículo.

Tabela 8. Dados do veículo e do terreno.

Dado	Sigla	Valor
Distribuição de carga	x	0,616
Distância entre eixos	l	1,9 m
Altura do CG veículo leve	h	0,351 m
Altura do CG veículo pesado	h	0,306 m
Peso do veículo leve	G	2324,97 N
Peso do veículo pesado	G	3305,97 N
Velocidade máxima	v	25 m/s
Coeficiente de aderência pneu-solo	μ	0,6
Coeficiente de atrito de rolamento	f	0,06
Ângulo de active	α	0°

Para encontrar as reações normais ao solo quando em movimento, utiliza-se das equações:

$$R_I = G \cdot \cos \alpha \cdot \left[(1 - x) + (\mu + f) \cdot \frac{h}{l} \right] \quad (4.7)$$

$$R_{II} = G \cdot \cos \alpha \cdot \left[\left(x - (\mu + f) \cdot \frac{h}{l} \right) \right] \quad (4.8)$$

No caso do veículo leve têm-se as seguintes reações:

$$R_I = 2324,97 \cdot \left[(1 - 0,616) + (0,35 + 0,011) \cdot \frac{0,351}{1,9} \right] \quad (4.9)$$

$$R_I = 1047,84 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$R_{II} = 2324,97 \cdot \left[0,616 - (0,35 + 0,011) \cdot \frac{0,351}{1,9} \right] \quad (4.11)$$

$$R_{II} = 1277,13 \text{ N} \quad (4.12)$$

Para o veículo pesado, motorista com massa de 76 Kg:

$$R_I = 3305,97 \cdot \left[(1 - 0,616) + (0,35 + 0,011) \cdot \frac{0,306}{1,9} \right] \quad (4.13)$$

$$R_I = 1497,74 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$R_{II} = 3305,97 \cdot \left[0,616 - (0,35 + 0,011) \cdot \frac{0,306}{1,9} \right] \quad (4.15)$$

$$R_{II} = 1844,27 \text{ N} \quad (4.16)$$

Visando a situação de pior caso, nos demais cálculos serão utilizados valores das reações para o veículo pesado.

2.3.7 Transferência de carga

Sabendo que ao realizar uma frenagem ocorre um fenômeno de transferência de carga, no qual obtemos um deslocamento de massa do eixo traseiro para o dianteiro, a quantidade de massa transferida pode ser calculado por:

$$W_d = \frac{h \cdot G \cdot D_x}{l \cdot g} \quad (4.17)$$

No qual D_x é a desaceleração média, foi definida com base na norma da ABNT, possuindo um valor de $5,8 \text{ m/s}^2$. Substituindo os valores encontra-se:

$$W_d = 361,08 \text{ N} \quad (4.18)$$

Portanto se obteve novos valores de reações nos eixos:

$$R_I' = R_I + W_d \quad (4.19)$$

$$R_I' = 1497,74 + 361,08 = 1858,82 \text{ N} \quad (4.20)$$

$$R_{II}' = R_{II} - W_d \quad (4.21)$$

$$R_{II}' = 1844,27 - 361,08 = 1483,19 \text{ N} \quad (4.22)$$

2.3.8 Forças de frenagem e índice de frenagem

Pela teoria de Newton sabe-se que a força de atrito é resultante da multiplicação entre a força normal atuante e o coeficiente de atrito atuante entre o solo e o pneu.

$$F_f = \mu \cdot G \quad (4.23)$$

$$F_f = 1157,09 \text{ N} \quad (4.24)$$

Para o eixo dianteiro se tem:

$$F_{fI} = \mu \cdot R_I \quad (4.25)$$

$$F_{fI} = 524,21 \text{ N} \quad (4.26)$$

E para o eixo traseiro:

$$F_{fII} = \mu \cdot R_{II} \quad (4.27)$$

$$F_{fII} = 645,49 \text{ N} \quad (4.28)$$

Pode-se calcular o índice de frenagem:

$$\xi = \frac{F_{fI}}{F_{fII}} = \frac{524,21 \text{ N}}{645,49 \text{ N}} = 0,81 \quad (4.29)$$

2.3.9 Desaceleração

A desaceleração é um fator de projeto e deve estar apropriada para as características do veículo. Sabe-se que a capacidade de desaceleração de um veículo em operações de frenagem tem que ser maior do que a capacidade de aceleração propiciada pelo motor.

O nível de desaceleração depende do nível de conforto requerido na frenagem, da segurança de frenagem e dos dispositivos que executam a frenagem. A Norma Brasileira recomenda uma desaceleração média de $5,8 \text{ m/s}^2$. A desaceleração média para freios perfeitamente regulados, pneus novos e calibrados, no plano, estrada asfaltada com rugosidade normal e seca, carga bem distribuída, é de 6 m/s^2 para freio a tambor e 7 m/s^2 para freio a disco.

Para o caso projetado o veículo transita em terrenos com baixo coeficiente de atrito, portanto sua desaceleração sofre uma redução, uma aproximação da desaceleração média que o veículo possuirá é dada por:

$$D_a = F_f \cdot \frac{0,81}{G} \text{ m/s}^2 \quad (4.30)$$

$$D_a = 3,43 \text{ m/s}^2 \quad (4.31)$$

A desaceleração encontrada é baixa, exigindo do motorista uma maior habilidade de condução.

2.3.10 Forças nas pastilhas de freio

Considerando que os freios sejam a disco na dianteira e na traseira, os discos dianteiros possuem diâmetro de 240 mm e posição radial do centro das pastilhas de 105 mm, e o traseiro possui diâmetro de 240 mm e posição radial

do centro das pastilhas de 105 mm, raio dinâmico do pneu é de 278,1 mm (já calculado anteriormente 3.16), deste modo a força que deve ser exercida pela pastilha de freio sobre os discos de freios dianteiros e traseiros são:

$$r_d = 280 \text{ mm} \quad (4.32)$$

$$r_{fl} = 115 \text{ mm} \quad (4.33)$$

$$r_{fl} = 105 \text{ mm} \quad (4.34)$$

$$F_{dl} = \frac{1}{2} \cdot F_{fl} \cdot \frac{r_d}{r_{fl}} \quad (4.35)$$

$$F_{dl} = 638,17 \text{ N} \quad (4.36)$$

$$F_{dll} = F_{fll} \cdot \frac{r_d}{r_{fl}} \quad (4.37)$$

$$F_{dll} = 1721,31 \text{ N} \quad (4.38)$$

2.3.11 Pressão nas linhas de freio

Utilizando o valor encontrado para o coeficiente de atrito da pastilha $\mu_{Pastilha} = 0,38$ (pastilha do tipo semi-metálica), adotando a pinça da CG 150 como base de cálculo, sabendo que essa pinça possui um raio de 12,5 mm em seu cilindro, portanto possui uma área de 9,8175 cm². Utilizando a fórmula a seguir se obtêm a pressão nas linhas de freio dianteira e traseira:

$$p_{Hidl} = \frac{F_{dl}}{A_l \cdot \mu_{Pastilha}} \quad (4.39)$$

$$p_{Hidl} = 1,71 \text{ MPa} \quad (4.40)$$

$$p_{Hidll} = \frac{F_{dll}}{A_{ll} \cdot \mu_{Pastilha}} \quad (4.41)$$

$$p_{Hidll} = 4,61 \text{ MPa} \quad (4.42)$$

2.3.12 Distância de frenagem

A distância de frenagem aproximada que o *Kart-Cross* vai percorrer em função da velocidade é mostrada na fórmula (4.43), em seguida será apresentada uma tabela de distância de frenagem em que a velocidade varia de 20 km/h até 90 km/h com intervalos de 10 km/h.

$$D = \frac{v^2}{250 \cdot \mu} \quad (4.43)$$

$$D = \frac{v^2}{87,5} \quad (4.44)$$

Tabela 9. Distância de frenagem para determinadas velocidades.

Velocidade [Km/h]	Distância de frenagem [m]
20	4,57
30	10,28
40	18,28
50	28,57
60	41,14
70	56,00
80	73,14
90	92,57

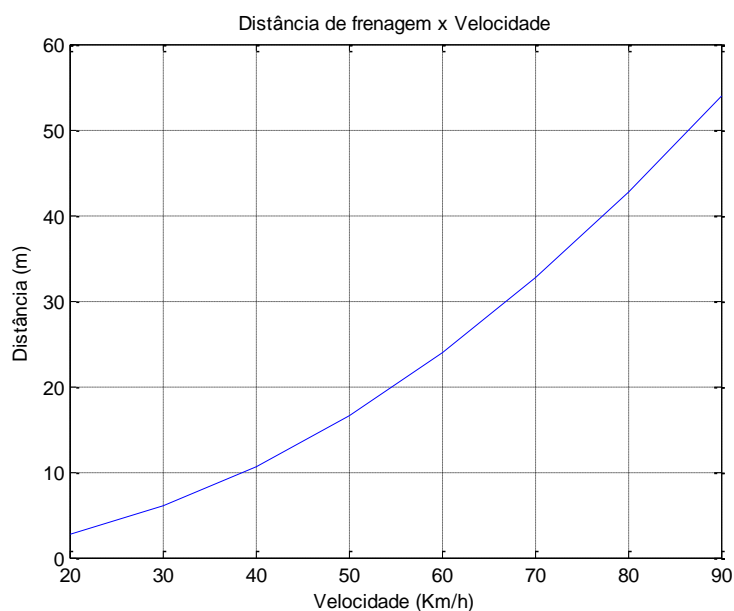


Figura 55. Curva de distância de frenagem em função da velocidade.

Comparando os resultados obtidos na curva de distância de frenagem com os encontrados na bibliografia, observa-se que os resultados obtidos estão próximos, podendo concluir que o veículo obterá uma frenagem de acordo com os padrões encontrados no mercado.

2.3.13 Relação do pedal

Segundo apostila de freios da FEI, para o correto dimensionamento do pedal de freio do veículo deve-se escolher uma relação de distância na qual a força aplicada no pedal seja menor que 455 N ou 100 lb, sendo que tal valor é dito como o máximo adotado por fabricantes de veículos. Para calcular a força aplicada foi utilizada a seguinte fórmula:

$$F_p = \frac{p_{Hid} \cdot ACM}{rel \cdot \eta} \quad (4.45)$$

Onde:

F_p – Força aplicada no pedal;
 p_{Hid} – Pressão máxima de projeto da linha hidráulica;
 ACM – Área cilindro do embolo mestre;
 rel – Relação do pedal;
 η – Eficiência da alavanca do pedal;

O cilindro mestre utilizado foi o da caminhonete L200, que possui um raio de 1,1825 cm em seu embolo, ou seja, tem um embolo de 4,3929 cm². A eficiência da alavanca do pedal é definida como as perdas mecânicas existente na transferência de forças do pé do motorista até chegar ao cilindro mestre, assim utilizou-se um valor estimado de 0,8. Para encontrar uma relação mínima deve-se isolar rel na equação (4.45) e utilizar o valor 455 N para a força aplicada no pedal.

$$rel = \frac{p_{Hid} \cdot ACM}{F_p \cdot \eta} \quad (4.46)$$

Substituindo os valores encontrados na equação foi obtida a seguinte relação mínima:

$$rel = \frac{5 \text{ MPa} \cdot 4,3929 \text{ cm}^2}{455 \text{ N} \cdot 0,8} = 6,03 \quad (4.47)$$

A relação do pedal para o caso estudado pode ser encontrada pela divisão do comprimento A pelo comprimento B, conforme mostrado na figura a seguir:

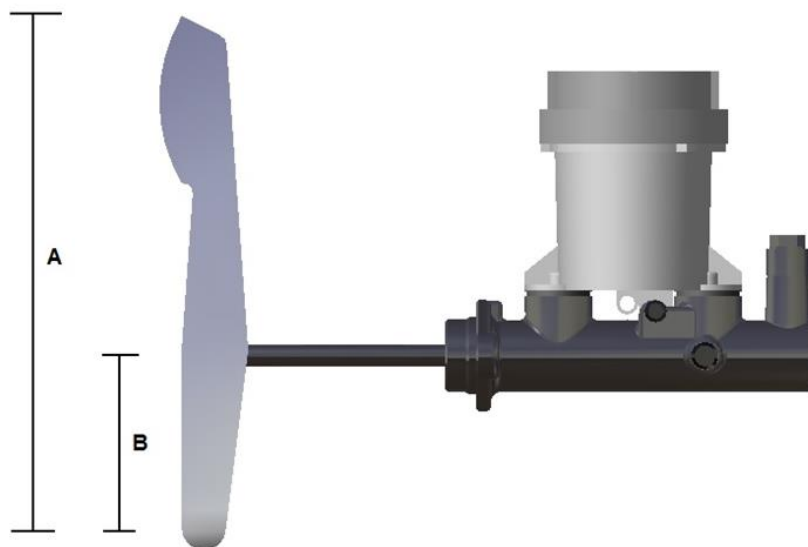


Figura 56. Relação do pedal de freio.

2.3.14 Identificação dos componentes

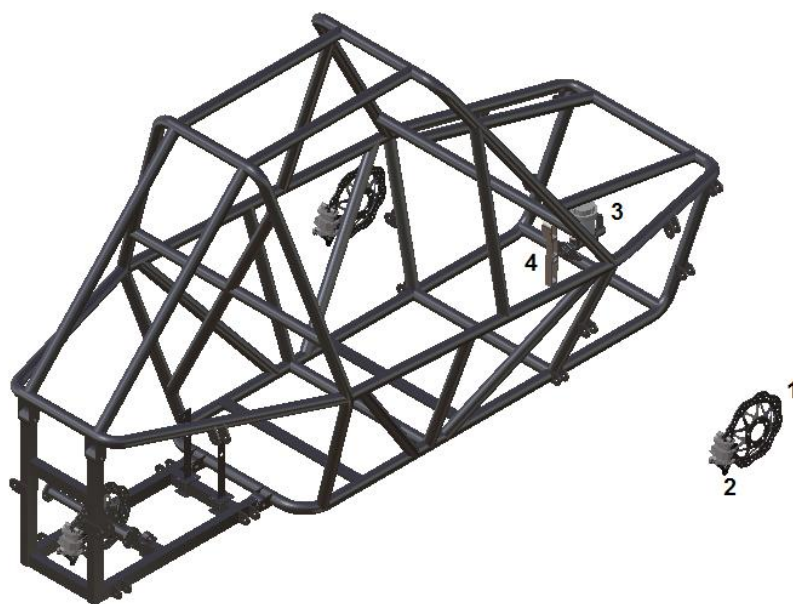


Figura 57. Identificação dos componentes do sistema de freios.

De acordo com a numeração mostrada na figura acima temos os seguintes componentes:

- 1-Disco de freio;
- 2-Pinça, pistão e pastilha de freio;
- 3-Cilindro mestre;
- 4-Pedal de freio;

2.4 SUSPENSÃO

O projeto da suspensão foi feito utilizando os modelos matemáticos presentes no trabalho de conclusão de curso do Guilherme de O. Andrade (2013), livro de dinâmica do Gillespie (1992) e apostila de veículos do Nicolazzi (2007), validando os resultados obtidos quando inseridos nos programas ADAMS-Car e CATIA.

A determinação da geometria de suspensão deve levar em conta a localização do motor, o comprimento do veículo, o tipo de estrada, tipo de tração, espaço disponível para os componentes do sistema de direção, conjunto pneu roda, distância em relação ao solo.

No projeto do *Kart-Cross* devido as dimensões do veículo e sua utilização em pistas *Off-road*, fez-se necessário o desenvolvimento de uma suspensão robusta e que possibilitasse algum ajuste futuro em suas características. A partir da análise das dimensões da estrutura (*chassi*), ficou definido que o veículo necessitaria de um sistema de suspensão que lhe permitisse vencer os obstáculos de um percurso *Off-road* sem apresentar raspagem do seu assoalho na pista, para isso o carro teria que ter uma altura considerável em relação ao solo.

A suspensão é um dos principais fatores para o conforto do motorista, pois nela onde são absorvidos os impactos que o pneu sofre devido às

irregularidades do terreno, além de possuir ligação com a estabilidade do veículo.

2.4.1 Suspensão do tipo duplo “A”

Existem dois tipos de suspensão as independentes e as dependentes. A utilizada no projeto são as independentes, ou seja, não existe uma ligação entre suspensão do lado direito com a do lado esquerdo, tanto na traseira quanto na dianteira. A suspensão independente escolhida para compor a suspensão dianteira foi a do tipo duplo “A” conhecida também pelo nome *Double Wishbone*, e para a suspensão traseira utilizou-se da mesma, porém com geometria e arranjo diferentes.

A escolha pelo sistema de suspensão duplo “A” se deu devido às grandes vantagens apresentadas por esse tipo de suspensão em relação às outras aplicações onde se exige alto desempenho, como a maior robustez, facilidade de regulagens e obtenção de propriedades geométricas, funcionamento mais homogêneo e maior possibilidade de acertos refinados, controle preciso da cambagem, a ampla gama de escolha da altura do centro de rolagem.

Porém tem as seguintes desvantagens: Custo elevado em relação aos demais, dimensionamento preciso para o correto funcionamento, redundância de elementos de ligação e precisa de muito espaço para sua instalação.

2.4.2 Suspensão traseira

A suspensão traseira é composta basicamente pelo braço superior e inferior de suspensão, manga de eixo, eixos com pontas rosqueadas, porcas, rolamento, conjunto mola-amortecedor, cubo de roda e semi-eixo. Ao invés de utilizar pivôs para segurar a manga traseira foi feito o uso de eixos com pontas rosqueadas.

A desvantagem dessa solução é que a manga não sofre rotação em seu próprio eixo e não se podem realizar ajustes de posicionamento da manga, o ajuste só é possível pela alteração do comprimento dos braços de suspensão.



Figura 58. Vista explodida dos componentes da suspensão traseira.

2.4.3 Suspensão dianteira

A suspensão dianteira é composta basicamente pelo braço superior e inferior de suspensão, pivô de suspensão, manga de eixo, conjunto mola-amortecedor, cubo de roda, rolamentos, ponta de eixo e sistema de freio.

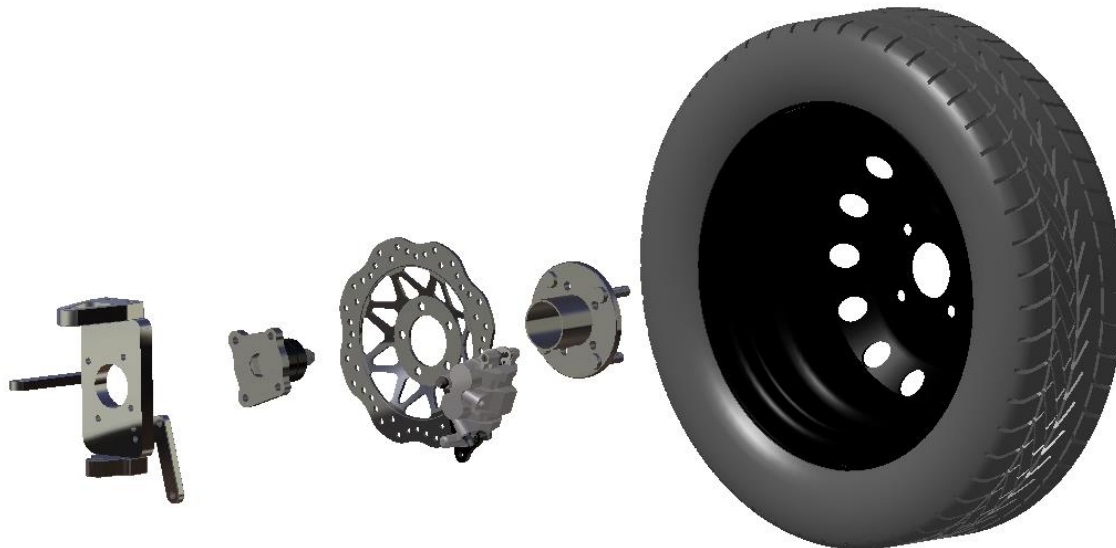


Figura 59. Vista explodida dos componentes da suspensão dianteira (sem os braços e *uniballs*).

Na próxima figura verificam-se os componentes da suspensão dianteira que são alocados na parte interna da roda. Observa-se que a roda escolhida não encosta nos componentes, fato relevante na escolha da roda a ser usada, devido ao espaço ocupado pelo disco e pinça de freio.



Figura 60. Cubo de roda, freio, ponta de eixo, rolamento, manga, roda e pneu da dianteira.

2.4.4 Braços da suspensão

Braços de suspensão são os elementos responsáveis por fazer a ligação da estrutura à manga de eixo. Do lado do *chassi* esses braços são fixados por eixos com roscas em ambos os lados, permitindo o movimento de rotação em relação ao eixo longitudinal de onde são fixados. Todos os braços da suspensão foram feitos com tubos de seção circular com diâmetro externo de 25,4 mm (uma polegada) e espessura de 3 mm. O braço superior dianteiro é fixado com uma inclinação a fim de manter as características da suspensão.

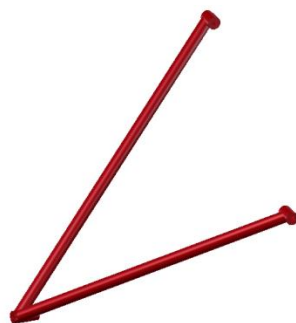


Figura 61. Braço superior da dianteira.

O braço superior traseiro difere do dianteiro por possuir somente uma barra.



Figura 62. Braço superior da traseira.

O braço inferior da dianteira possui uma base para fixação do conjunto mola-amortecedor.



Figura 63. Braço inferior da dianteira.

O braço inferior da traseira possui uma base para fixação do conjunto mola-amortecedor.

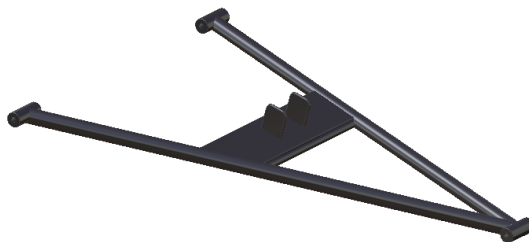


Figura 64. Braço inferior traseiro.

2.4.5 Manga de eixo

De acordo com Bastow (1993) a manga de eixo é o componente que faz a conexão do braço oscilante, da barra de direção, do conjunto mola-amortecedor e da barra estabilizadora. É um componente de fundamental importância na suspensão pelo fato de, além de ser um elemento de ligação das peças citadas, também é nele que é montado o rolamento responsável por suportar o eixo que transmite o movimento de rotação das rodas.

Na suspensão dianteira encontram-se componentes do sistema de freio e direção acoplados à manga. Os componentes que compõe a manga dianteira são: link de direção, base da manga, suporte do braço superior, suporte do braço inferior e suporte da pinça de freio. A ponta de eixo usada fica parafusada à manga dianteira, fixada no componente base da manga.

O link de direção é o braço que transfere o movimento retilíneo da direção de forma rotacional à manga em seu próprio eixo, provocando o esterçamento da roda. Esse item será parafusado à base da manga, componente o qual são fixados os demais.

Os suportes de braços são as peças no qual são fixadas os terminais rotulares esféricos e possuem a função de ligar os braços da suspensão à manga de eixo. As distâncias do local onde os terminais são parafusados e a base da manga foi definida a partir dos parâmetros da suspensão.

Para fixar a pinça de freio à manga dianteira foi fabricada a peça de suporte da pinça, as distâncias dos furos desse suporte foram definidas com base nos furos de fixação da pinça.



Figura 65. Manga dianteira.

A manga traseira é a mais simples das mangas usadas, pois possuem somente os braços traseiros, rolamento e capas de rolamento, servindo para manter o rolamento preso à manga.



Figura 66. Manga traseira.

2.4.6 Cubo de roda

É o elemento onde fica fixada a roda (se movimenta junto com a roda). O cubo utilizado na dianteira do veículo não possui tração, a fim de permitir o livre movimento da roda, exceto quando ocorre a frenagem, visto que neste caso o cubo de roda tem o objetivo de transmitir a força de frenagem para as rodas. O movimento das rodas só é possível por intermédio de rolamentos. Neste caso os rolamentos ficam na parte interna do cubo, o rolamento permite a conexão entre o cubo e a ponta de eixo, observando que a ponta de eixo não se move em relação à roda. O disco de freio fica parafusado a este cubo.

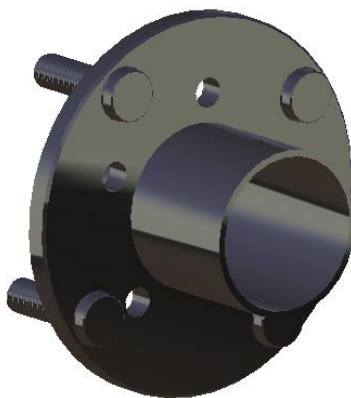


Figura 67. Cubo de roda dianteiro.

Como a tração do veículo é traseira, o cubo de roda traseiro não deve seguir simplesmente o movimento do carro, ele deve ser o gerador de movimento das rodas, portanto o semi-eixo deve ser ligado a ele a fim de transmitir a rotação provinda do sistema de tração. Nota-se que esse cubo possui estrias internas para facilitar o encaixe e fixação do semi-eixo. Os rolamentos a serem colocados nesse cubo devem ficar na parte externa, fazendo a ligação com a manga.

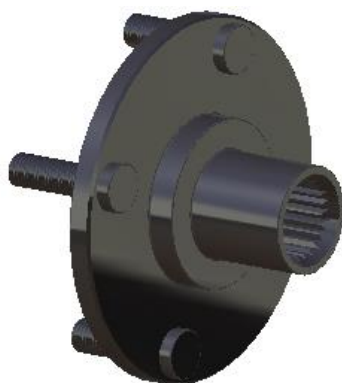


Figura 68. Cubo de roda traseiro.

2.4.7 Ponta de eixo

A ponta de eixo faz a ligação entre a manga de eixo e o cubo de roda, a ele são ligados vários rolamentos para que possa ser possível o movimento rotativo em relação ao eixo da roda. A ponta de eixo fica parafusada a manga e é utilizada somente na suspensão dianteira, visto que na traseira em seu lugar temos o semi-eixo.

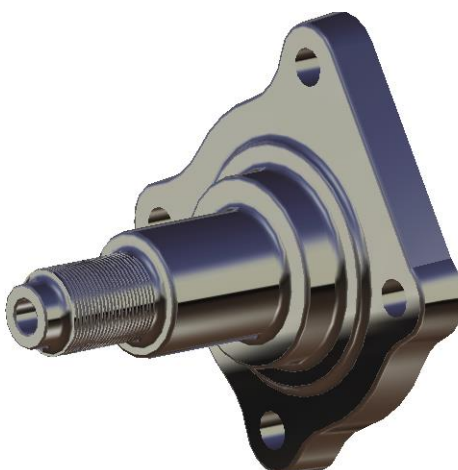


Figura 69. Ponta de eixo.

2.4.8 Terminal rotular esférico

Os elementos que possibilitam as articulações dos braços de suspensão sem danificar a manga e rotação da manga para girar a roda na dianteira são os pivôs ou terminal rotular esférico ou Rod-end ou Uniball.

O terminal rotular é uma peça auto-ajustável que utiliza um anel interno esférico com o mesmo nível de precisão e dureza comparado com rolamentos. Com a combinação do anel interno esférico que desliza sobre uma superfície polida, o terminal rotulado assegura um movimento rotativo sem folgas e exatamente suave.

Devido a sua área de contato, as rótulas possuem capacidade elevada de carga, porém não são aconselhadas para aplicações que exijam rotação. No

caso em que vai ser aplicado existem pequenas rotações que estarão sendo realizadas sobre os terminais, devido ao esterçamento da roda quando o veículo realiza alguma curva. Os terminais rotulares apresentam-se com rosca interna ou externa; direta ou esquerda, conforme solicitação.



Figura 70. Terminal rotular esférico de rosca externa ou pivô ou *uniball*.

2.4.9 Mola

A mola é um dispositivo elástico e flexível que armazena energia em sua forma potencial. Em geral, são confeccionadas em arame de aço temperado ou outros materiais resistentes. Quando está isolada, uma mola permanece em equilíbrio e não possui energia potencial armazenada. Se pressionada ou esticada, a mola reage com uma força contrária à que nela atua. A força que atua na mola altera alguma propriedade física dela (em geral, essa propriedade é o comprimento). Enquanto permanece comprimida ou esticada, a mola possui energia potencial (no caso, potencial elástica) armazenada. Se a força deixa de atuar, a mola libera energia potencial rapidamente, tendendo a voltar ao equilíbrio.

As molas helicoidais são as mais comumente encontradas. Elas podem ser de compressão (como as utilizadas nos sistemas de amortecimento dos automóveis) ou de tração (como as encontradas em camas de molas). Há também as molas de torção (usadas em relógios) e as molas em T (usadas em equipamentos odontológicos). Existem alguns dispositivos que são considerados molas, em que o fabricante produz de acordo com a necessidade do cliente, denominado molas especiais.

Diversos materiais são utilizados para a fabricação das molas, como o aço carbono, aço inoxidável, titânio e até plástico. O material é usado de acordo com as características que a mola terá, como resistência e flexibilidade. A mola do veículo tem a função de armazenar energia enquanto o amortecedor dissipa essa energia armazenada. O tipo de mola utilizado é o helicoidal e foi escolhida no mercado com base na rigidez calculada. A mola possui as seguintes dimensões: altura de 330 mm, passo de 33 mm e distância radial de 45,25 mm.



Figura 71. Mola.

2.4.10 Amortecedor

Os primeiros veículos construídos não possuíam amortecedores e sua falta trazia inúmeros transtornos. As irregularidades do solo deixavam o carro bastante instável, de modo a provocar facilmente a perda do controle quando o veículo realiza curvas, pois a inclinação não era compensada. A ausência do equipamento provocava um excesso de vibração que passava das rodas para a carroceria do automóvel, os pneus furavam constantemente, devido ao extremo impacto que sofriam.

O amortecedor é instalado entre o *chassi* do carro e a roda, sendo um dos principais componentes do sistema de suspensão do veículo. Quando a roda se movimenta verticalmente por causa das irregularidades da superfície da estrada, a haste do amortecedor também se movimenta no mesmo sentido. Este movimento faz o óleo contido no amortecedor se movimentar pelos tubos de pressão e reservatório, atravessando as válvulas do pistão e de base.

A resistência do óleo ao passar pelas válvulas cria uma pressão, o que se denomina tecnicamente de carga, sendo esta responsável por controlar os movimentos do veículo. O amortecedor segue o princípio da física que diz "a energia não pode ser criada ou destruída, apenas transformada", onde a energia cinética, gerada pela movimentação, se transforma em energia térmica, gerando calor.

Os amortecedores são basicamente bombas de óleo, e o tipo mais utilizado atualmente é denominado telescópico hidráulico. Um pistão é preso ao fim da haste e trabalha de acordo com a movimentação do fluido hidráulico no tubo de pressão. Como os movimentos de suspensão são em sua grande maioria vertical (para cima e para baixo), o fluido hidráulico é forçado a passar por furos (orifícios) presentes no pistão. Se os orifícios forem pequenos, a carga do amortecedor será alta, resultando no maior controle da movimentação da suspensão. Caso contrário, se os orifícios forem maiores, a carga do amortecedor será baixa, resultando no controle mais suave da movimentação da suspensão.

O funcionamento do amortecedor hidráulico é definido pela constante movimentação interna de óleo entre os tubos. Para isso, a primeira condição

básica para o perfeito funcionamento do amortecedor é possuir o tubo de pressão repleto de óleo, sem a presença de ar. A sangria ou escorvamento é o processo pelo qual se extrai o ar do tudo de pressão. Os amortecedores são do tipo hidráulico na dianteira e na traseira.



Figura 72. Amortecedor.

Inserindo bandejas ao amortecedor para aprisionar a mola obteve o seguinte conjunto mola-amortecedor.



Figura 73. Conjunto mola, amortecedor e bandejas.

2.4.11 Roda e pneu

A roda usada é de ferro com diâmetro de quinze polegadas na região onde o pneu fica alojado, o tipo de furação onde passa o cubo de roda é de 108 mm (distância entre os centros dos furos alinhados). O pneu utilizado não é recomendado para o tipo de aplicação que irá submeter o veículo, por possuir uma menor aderência em estradas de terra se comparados aos pneus específicos para terra. Este tipo de pneu foi utilizado para reduzir os gastos e fazer uma primeira avaliação do comportamento do veículo antes de adquirir um pneu específico ao tipo de terreno que irá transitar. O diâmetro externo do pneu usado é de 594 mm, possui 170 mm de largura. O peso total do conjunto roda-pneu é de 16,9 Kg.



Figura 74. Desenho em CAD da roda e pneu usado.

2.4.12 Bitola

A bitola é a distância entre o centro da banda de rodagem de pneus do mesmo eixo, no caso estudado obteve-se uma bitola de 1,85 m na dianteira e 1,74 m para a traseira.

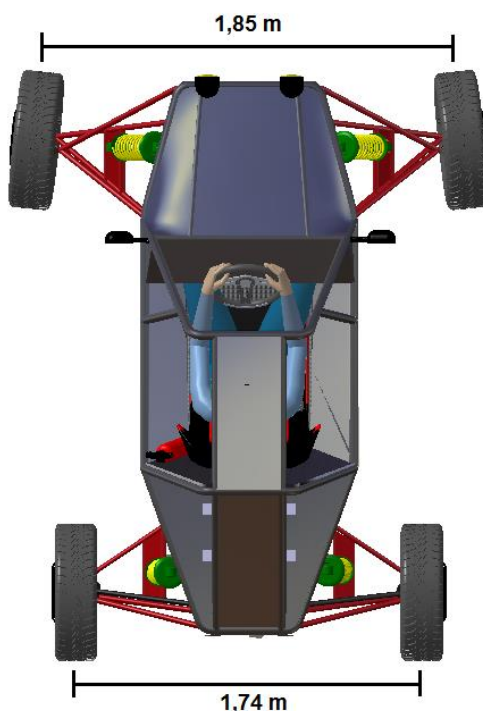


Figura 75. Bitola dianteira e traseira do veículo.

Definido o modelo de suspensão, é necessário o levantamento e dimensionamento de parâmetros para prever o funcionamento do sistema. Foi escolhido algumas especificações que possibilitaram a suspensão apresentar características de trabalho para sua modalidade. Esses em geral definem como deve ser feita a construção e disposição dos componentes da suspensão. Eles

são: Câamber; Cáster; Inclinação do pino mestre; Anti-dive; Convergência; Centro de rolagem; SAL.

2.4.13 Câamber

O ângulo de câamber é o ângulo que a vertical forma com o plano central da roda. A cambagem é importante devido a sua influência nas forças laterais, longitudinais e desgaste prematuro de pneus. Quando a parte superior da roda está para fora em relação à linha vertical do referencial do solo, o câamber é positivo. O inverso resulta em câamber negativo. Em geral é mais aconselhável possuir um ângulo de câamber positivo, onde o desgaste do pneu é maior na parte externa.

De uma forma geral, deseja-se que o câamber do veículo esteja na maior parte do tempo o mais próximo possível de zero grau quando este estiver percorrendo trajetórias retas, de forma a reduzir o desgaste do pneu e aumentar a aderência entre os pneus e o solo, garantindo assim o melhor desempenho possível nas frenagens e acelerações do veículo.

O fundamento da utilização do câamber é manter a maior área possível da banda de rodagem do pneu em contato com o solo, aumentando a aderência dos pneus e de modo que o desgaste desta banda de rodagem ocorra de forma uniforme.

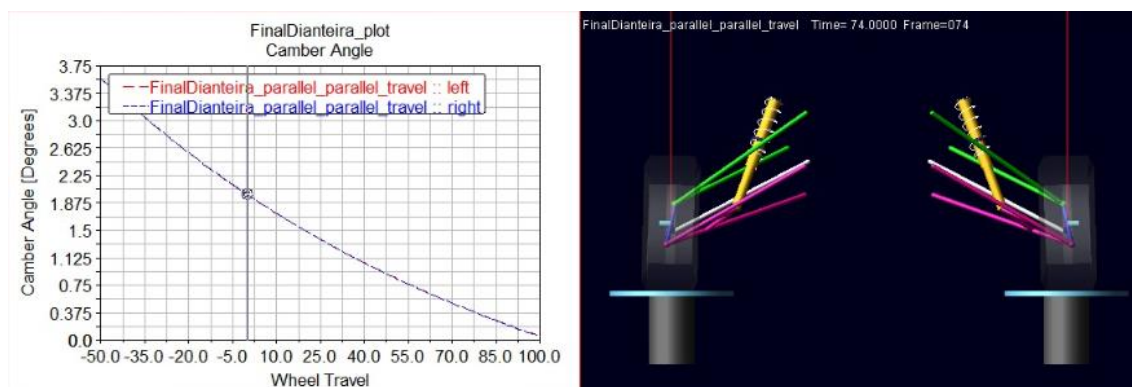


Figura 76. Cambagem da suspensão dianteira (ADAMS-Car).

2.4.14 Cáster

O ângulo de *cáster* é definido como o ângulo entre o pino mestre e uma linha perpendicular ao solo, quando posicionado em vista lateral. Tem relação direta com o esforço necessário para esterçar o volante.

O *cáster* é, por definição, positivo quando o eixo de giro tem a parte superior voltada para trás do veículo, e negativo se a parte superior do eixo de giro estiver voltada para frente. Quando o *cáster* é positivo, mais estável é a direção do veículo e, quanto mais positivo ele for, maior será o esforço do piloto para alterar a trajetória retilínea do veículo.

A principal função do *cáster* é possibilitar a estabilidade da direção do veículo, sendo responsável pelo retorno da direção à posição de trajetória em linha reta após as curvas. Sua posição não tem influencia no desgaste dos pneus em trajetórias retas ou curvilíneas, entretanto com um estudo mais

aprofundado de suas influências no trabalho da suspensão foi verificado que o ângulo de *cáster* altera a variação do *câmbor*.

Pegando como referência um veículo com *câmbor* nulo e *cáster* positivo verifica-se que o *câmbor* em uma trajetória em curva, se torna negativo na roda externa e positivo na roda interna. Quando o *cáster* for negativo, o *câmbor* se torna positivo na roda externa e negativo na roda interna.

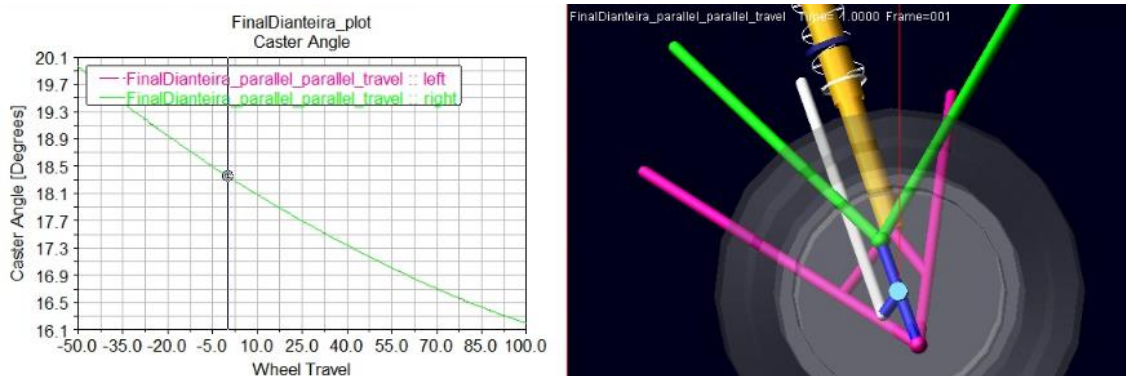


Figura 77. Gráfico de cáster da suspensão dianteira (ADAMS-Car).

2.4.15 Inclinação do pino mestre

Inclinação do pino mestre ou *Kingpin* é o vetor que representa o eixo de rotação da roda. Existem dois parâmetros importantes no pino mestre: o primeiro é o ângulo de inclinação entre o terreno e o pino mestre; e o segundo a distância horizontal entre o centro da banda de rodagem do pneu e o ponto de contato do prolongamento do pino mestre ao solo.

Este eixo de rotação da roda é o mesmo utilizado para a determinação do *cáster*, porém em vista frontal. O prolongamento do eixo de rotação da roda, identificado pelos locais de união do pino mestre à suspensão, deve passar o mais próximo possível da linha de centro vertical da roda que define o centro da área de contato do pneu com o solo. Isto serve para que ocorra o mínimo de arraste do pneu em manobras a baixa velocidade, diminuindo o esforço do motorista e do sistema de direção.

O pino mestre fornece um retorno das irregularidades da pista para o motorista, por meio do torque de auto alinhamento das rodas. A inclinação do pino mestre, junto com o *cáster*, é responsável pelo retorno da direção à posição de trajetória em linha reta após as curvas ou quando o veículo está percorrendo uma curva e o volante é solto. Também é responsável por manter a trajetória reta do veículo em estrada que não possua inclinações laterais.

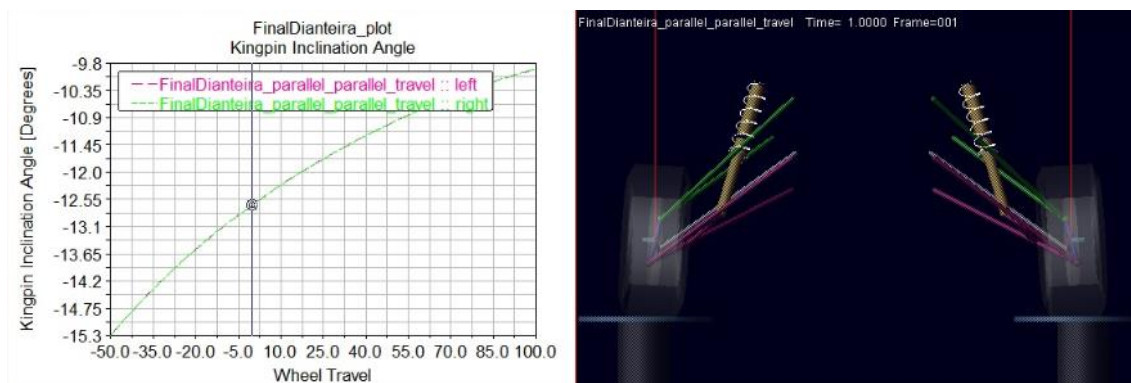


Figura 78. Gráfico da inclinação do pino mestre para a suspensão dianteira (ADAMS-Car).

2.4.16 Geometria anti-dive

A geometria *anti-dive* deve ser verificada na vista lateral do veículo. Esta geometria define a tendência do veículo, durante sua frenagem, de abaixar a frente e levantar a traseira em relação a sua posição em repouso. Este movimento causa a existência do efeito chamado mergulho (*dive*), que é a rotação do veículo no seu eixo transversal.

A geometria *anti-dive* serve para corrigir o efeito de rotação da massa suspensa do veículo durante a sua frenagem. Esta rotação ocorre com a transferência de carga inicialmente imposta ao eixo traseiro para o eixo dianteiro e pode acarretar na perda de estabilidade direcional e na perda de aderência das rodas do eixo traseiro durante a frenagem.

2.4.17 Convergência

É o ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e as linhas do plano central da roda, conhecido como o ângulo de *toe*. A geometria convergente ou *toe in* ocorre quando os planos médios das rodas se encontram na frente do veículo e quando se encontra atrás é chamado de *toe out* ou geometria divergente.

Geralmente os carros de tração traseira utilizam rodas dianteiras convergentes e traseiras divergentes. Da mesma forma, os de tração dianteira, possuem rodas dianteiras divergentes e traseiras convergentes. Este tipo de implementação aos sistemas de suspensão do veículo são muito utilizadas, pois os torques que as rodas causam ao tracionar o veículo ocasionam a geração de força nos braços da suspensão, para frente no caso de tração no eixo e para trás no caso de frenagem. O eixo sem tração deve ser sempre considerado como se estivesse executando uma pequena frenagem, pois mesmo que não esteja atuando o freio, a força de resistência ao rolamento do pneu estará apontando sempre para a traseira do veículo.

Como o veículo passa a maior parte do tempo acelerando do que freando, é preferível utilizar uma geometria cuja tendência seja a de se corrigir à medida que aumenta a tração com o solo, a qual é limitada pelo torque máximo do motor.

Outro aspecto que impacta na determinação da convergência das rodas do veículo é a folga dos mecanismos. Deve-se ressaltar que os pontos de

união dos elementos da suspensão tenham o mínimo de folga e estejam protegidos contra a criação de folgas pelas oxidações nas uniões sem embuchamento, de modo a evitar o aumento dos efeitos de convergência.

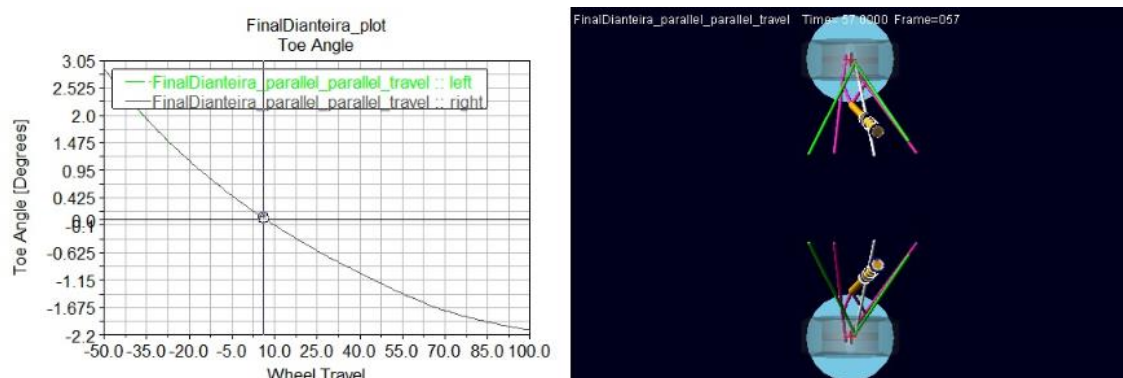


Figura 79. Gráfico de convergência ou divergência da suspensão dianteira (ADAMS-Car).

2.4.18 Centro de rolagem

Durante a criação da geometria do veículo, devemos prever aspectos dinâmicos que farão a carroceria tender a rolar devido a forças laterais ao veículo em torno de uma linha imaginária. Esta linha imaginária pode ser determinada inicialmente com o veículo parado e é formada pela posição dos centros dianteiro e traseiro de rolagem. Com o veículo em movimento, os centros de rolagem tomam novos locais no espaço, alterando a posição da linha de rolagem. Segundo a norma DIN 70.010, o centro de rolagem de uma suspensão pode ser definido como o ponto obtido no plano vertical que passa pelo centro da roda, no qual as forças laterais podem ser aplicadas à massa suspensa sem produzir o efeito de rolagem, ou seja, a aplicação de força lateral no centro de rolagem causa a tendência de derrapagem do veículo.

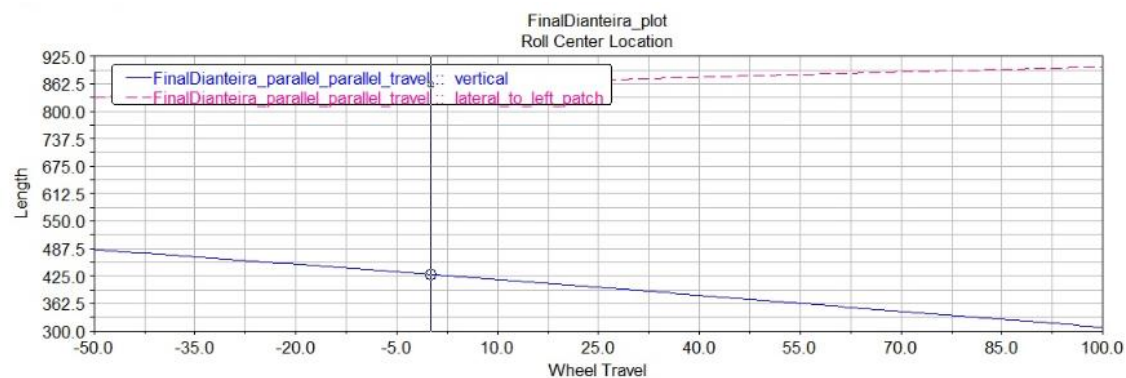


Figura 80. Gráfico da posição do centro de rolagem para a suspensão dianteira (ADAMS-Car).

2.4.19 Comprimento do braço de momento de rolagem (SAL)

Além da altura do centro de rolagem, deve ser levado em consideração o comprimento do braço de momento de rolagem ou *Swing Axle Length* (SAL)

na determinação da geometria da suspensão. O SAL é determinado entre o centro de rolagem e o centro de contato do pneu com o solo.

Durante os cálculos dinâmicos, a componente da força lateral que for perpendicular ao braço de momento de rolagem SAL, sendo aplicada no “centro de rolagem instantâneo”, situado acima do solo, será a responsável pela possibilidade de capotagem do veículo.

O SAL pode ser pequeno, médio ou longo de acordo com os seguintes valores:

SAL pequeno – É considerado SAL pequeno as medidas entre 20 e 40 polegadas. Apresenta bom posicionamento do centro de rolagem instantâneo (IRC). Mantém a roda externa na vertical nas curvas, mas causa *câmbor* positivo nas depressões do terreno (*drop*) e negativo nas subidas da suspensão (*bump*).

SAL longo – É considerado SAL longo medidas entre 70 e 180 polegadas. Ocasiona baixos centros de rolamento, mas diminui o controle sobre os movimentos laterais. Também causa baixo deslizamento lateral pela movimentação da suspensão e baixa variação do *câmbor*.

O SAL médio é obtido com a medida entre 40 e 70 polegadas e apresenta comportamento da suspensão intermediário aos dois anteriores, sendo o ideal de ser utilizado para veículos de corrida.

Apenas para entendimento, pode-se descrever o SAL muito longo, próximo ao paralelismo com o solo. Neste caso existe um excelente controle vertical do centro de rolagem, mas em contrapartida também existe grande possibilidade de derrapagem do veículo nas curvas. Os ângulos característicos permanecem praticamente inalterados nas movimentações das suspensões para cima e para baixo.

2.4.20 Parâmetros da suspensão

Feita a escolha dos parâmetros de especificação da geometria de suspensão do projeto, foram estipuladas algumas características para o veículo e feito um estudo de como definir valores para esses parâmetros que possibilitassem ao veículo tais características.

Uma das características mais fundamentais desse projeto é que definiu a maior parte dos parâmetros foi o sobresterçamento do veículo em curvas. Com a definição dessa característica, os ângulos de *câmbor* e *cáster*, assim como a posição do centro de rolagem e a inclinação do pino mestre foram ajustados em conjunto para que o veículo apresentasse um bom comportamento sobresterçante, desta forma existirá uma boa estabilidade e dirigibilidade. Os valores definidos para o veículo parado sem condutor foram os seguintes:

Tabela 10. Parâmetros da suspensão para o veículo parado e sem condutor.

Parâmetro	Suspensão Dianteira	Suspensão Traseira
Câmbor	0°	2°
Cáster	6°	0°
Braço de rolagem (SAL)	38 in (pequeno)	38 in (pequeno)
Entre Eixos	1,93 m	-
Bitola	1,85 m	1,74 m

Pino Mestre	13°	0°
Convergência	0°	0°

2.4.21 Cálculo de rigidez da mola

O coeficiente K da mola para suspensões independentes pode ser obtido utilizando a formulação apresentada por Nicolazzi (2007). Para a suspensão dianteira será:

$$\Delta G_I = \Psi \cdot K_I \cdot \frac{t_I}{2} \quad (5.1)$$

E para a traseira:

$$\Delta G_{II} = \Psi \cdot K_{II} \cdot \frac{t_{II}}{2} \quad (5.2)$$

Onde:

ΔG_I e ΔG_{II} - São a parcela do peso do veículo atuantes no eixo dianteiro e traseiro respectivamente;

Ψ - Relação entre o ângulo de giro da carroceria e a deflexão da mola para pequenos ângulos;

K_I e K_{II} - São os coeficientes de rigidez da mola da suspensão dianteira e traseira respectivamente;

t_I e t_{II} - São a bitola dianteira e traseira respectivamente;

Sabendo que os valores das bitolas são: 1,85 m na dianteira e 1,74 m na traseira, as parcelas dos pesos foram obtidas na parte de freios. Considerando um Ψ de 5° ou 0,087 rad encontra-se os seguintes valores de K:

$$\Delta G_I = 1497,74 \text{ N} \quad (5.3)$$

$$\Delta G_{II} = 1844,27 \text{ N} \quad (5.4)$$

$$\Psi = 0,087 \text{ rad} \quad (5.6)$$

$$K_I = \frac{2 \cdot \Delta G_I}{\Psi \cdot t_I} \quad (5.7)$$

$$K_I = 18611,24 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (5.9)$$

$$K_{II} = \frac{2 \cdot \Delta G_{II}}{\Psi \cdot t_{II}} \quad (5.10)$$

$$K_{II} = 24366,09 \frac{N}{m} \quad (5.12)$$

2.4.22 Identificação dos componentes

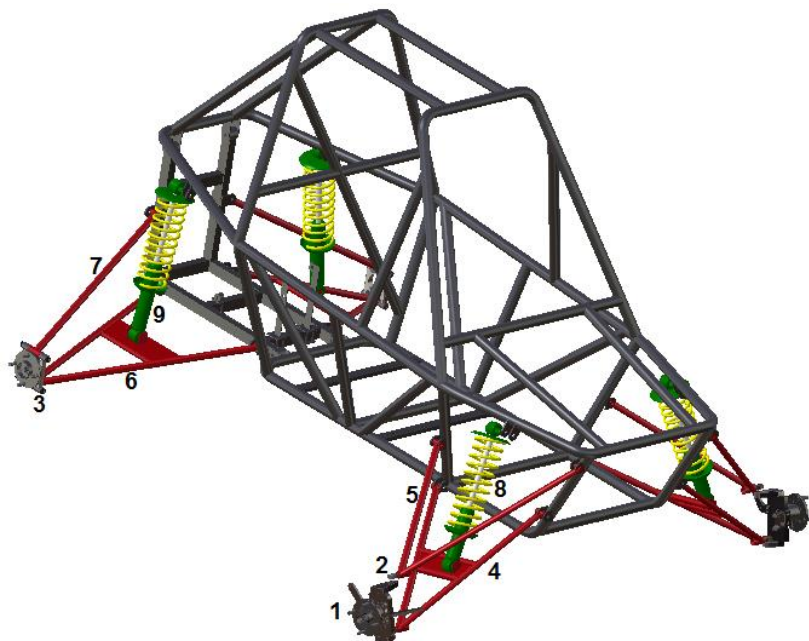


Figura 81. Identificação dos componentes da suspensão.

De acordo com a numeração mostrada na figura acima, tem-se os seguintes componentes:

- 1- Manga, ponta de eixo e cubo de roda dianteiro;
- 2- Uniball;
- 3- Manga e cubo de roda traseiro;
- 4- Braço inferior da suspensão dianteira;
- 5- Braços superiores da suspensão dianteira;
- 6- Braço inferior da suspensão traseira;
- 7- Braço superior da suspensão traseira;
- 8- Mola e amortecedor dianteiro;
- 9- Mola e amortecedor traseiro;

2.5 SISTEMA DE DIREÇÃO

Conforme Gillespie (1992), o sistema de direção dos veículos automotores possui considerável relevância no comportamento estático e dinâmico. A função do sistema de direção é gerar ângulos nas rodas dianteiras e/ou traseiras em resposta às necessidades impostas pelo condutor, para que haja o controle do veículo. Contudo, os ângulos de esterçamento efetivos são modificados pela geometria do sistema de suspensão, direção e condições de tracionamento. Já Bastow (2004), salienta a importância do sistema de direção no que tange a aceitar as irregularidades verticais impostas pelas pistas das quais perturbações são frequentes.

Do mesmo modo, para as irregularidades das pistas na direção horizontal, o sistema de direção deve absorvê-las sem que haja distúrbios direcionais. No projeto de um sistema de direção, um dos maiores desafios é o compromisso da isolação dos choques gerados pelas pistas, sem que haja o bloqueio da sensibilidade da pista, o que prejudicaria a perfeita condução do veículo. Outro compromisso é o esforço reduzido ao “esterçar” em manobras de estacionamento ou baixa velocidade e manter os esforços suficientes para proporcionar a sensibilidade do condutor nas manobras em médias e altas velocidades.

A direção pode ser do tipo mecânica, a força aplicada pelo motorista é convertida no movimento das rodas por intermédio de componentes mecânicos. Ou do tipo servo assistida, onde a força aplicada é aumentada reduzindo o esforço que o motorista deve exercer. Todo sistema de direção, assim como o sistema de suspensão, precisa estar alinhado com o veículo para que o desempenho e dirigibilidade do veículo alcancem seu desempenho máximo.

Como o projeto consiste em um veículo leve e que não atinge velocidades elevadas, optou-se pelo sistema de direção do tipo mecânica. O esforço que o motorista exerce para esterçar o veículo não necessita de auxílio por meio de sistemas hidráulicos ou eletrônicos.

2.5.1 Princípio de funcionamento

O sistema de direção é responsável por transmitir o movimento do volante e da coluna de direção a uma caixa de direção, esse movimento é transmitido de forma translacional às barras de direção onde estão acopladas as rodas e pneus que giram em seu próprio eixo vertical.

Esse sistema trabalha em conjunto com a suspensão para promover o esterçamento das rodas, tornando o sistema possível de se controlar em qualquer tipo de irregularidade de solo a que esteja submetido.

O primeiro componente do sistema de direção é o volante de direção, o qual o motorista possui o controle do sistema. O movimento que o condutor exerce é giratório e esse é levado até a caixa de direção através de um momento.

O movimento rotativo do volante será levado à caixa de direção através da coluna de direção. A coluna de direção pode ser inteiriça ou bipartida, dependendo do ângulo de posição do volante e caixa de direção.

A caixa de direção é formada por um conjunto de elementos que recebem a rotação gerada na coluna e transforma em movimento retilíneo, movimenta-se de um lado para o outro. Nos sistemas mecânicos esse conjunto é do tipo pinhão-cremalheira.

As barras de direção são componentes que saem da caixa de direção em direção as rodas, são articuláveis para acompanhar a suspensão e são revestidas por uma coifa de proteção para evitar que contaminantes ataquem as superfícies e elementos internos.

Depois das barras encontra-se os terminais de direção que são ligados nos montantes de rodas.

2.5.2 Volante

O volante é o objeto ao qual o motorista exerce a força para esterçar as rodas. O volante usado é mostrado na figura e possui botão de buzina.



Figura 82. Volante adquirido para o veículo e seu desenho em CAD (Fonte: www.streetpower.com.br).

2.5.3 Coluna de direção

A coluna de direção tem a função de levar o movimento do volante para a caixa de direção. No caso da coluna bipartida encontram-se juntas universais que permitem ajustar a posição da coluna. No caso estudado essa característica nos auxilia para que não haja o contato entre a coluna e os pedais.



Figura 83. Exemplo de coluna do tipo bipartida (Fonte: www.cdmbarras.com.br).

2.5.4 Caixa de direção

A caixa de direção transforma o movimento rotativo produzido pelo motorista em movimento linear. Nos sistemas mecânicos a caixa de direção funciona com um sistema do tipo pinhão-cremalheira. O pinhão é a engrenagem onde existe o movimento rotativo, através das forças impostas

nos dentes do pinhão sobre os dentes da cremalheira transforma-se o movimento rotativo em retilíneo.

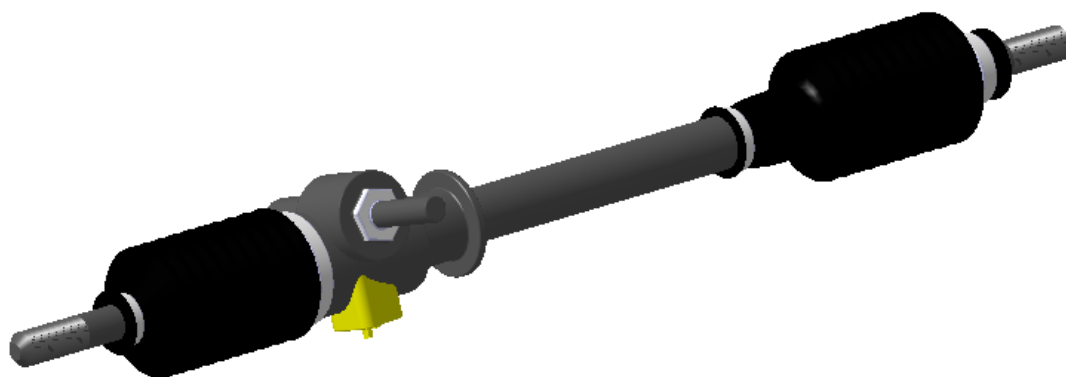


Figura 84. Caixa de direção com barras de direção desenhada em CAD.

2.5.5 Barra de direção

Na extremidade da cremalheira, tanto de um lado como de outro, são ligadas as barras de direção. Estas são articuláveis como um pivô, podendo assim trabalhar em muitos ângulos. Como a barra de direção usada é curta para nossa aplicação, será necessário fazer uma extensão para que possa ser possível a ligação entre a barra de direção e o terminal de direção.

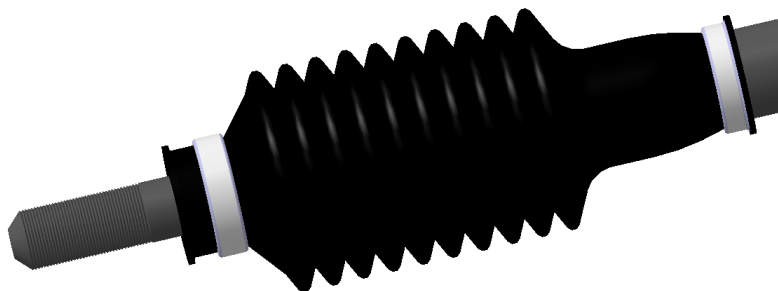


Figura 85. Barra de direção.

2.5.6 Terminal da direção

Este componente faz a ligação da direção com a suspensão, sendo fixado ao link de direção da manga dianteira. Estes componentes são articuláveis e se parecem com um pivô, que normalmente são usados na suspensão. As barras de direção são rosqueadas dentro dos terminais de direção e podem ser ajustadas para realizar regulagens de alinhamento da direção.



Figura 86. Terminal da direção.

2.5.7 Cálculos realizados

Conforme mostrado na figura abaixo, pode-se dimensionar os ângulos que as rodas realizam para que o veículo seja capaz de fazer uma curva de raio constante R .

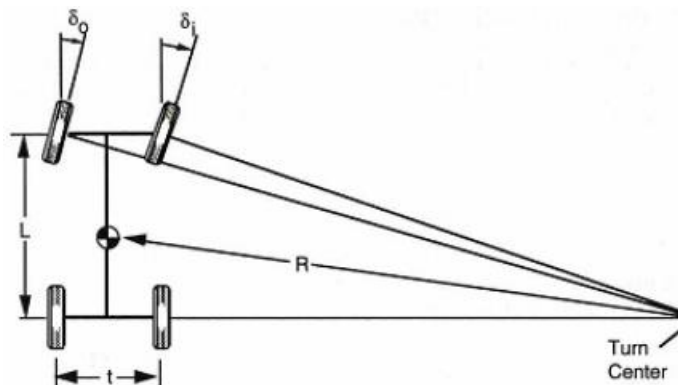


Figura 87. Esquemático da geometria de Ackerman (Fonte: Gillespie, 1992).

De acordo com a análise dessa geometria, foram obtidas as seguintes equações:

$$\delta_o = \tan^{-1} \cdot \frac{L}{R + \frac{t}{2}} \cong \frac{L}{R + \frac{t}{2}} \quad (7.1)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \cdot \frac{L}{R - \frac{t}{2}} \cong \frac{L}{R - \frac{t}{2}} \quad (7.2)$$

Onde:

R – Raio da curvatura;

t – Bitola;

L – Distância entre eixos;

Do projeto sabe-se que:

$$L = 1,90 \text{ m} \quad (7.3)$$

$$t = 1,30 \text{ m} \quad (7.4)$$

Para encontrar o raio de curvatura foi utilizada uma aproximação a partir da máxima angulação de esterçamento, que usualmente ocorre em carros convencionais, quando as rodas atingem o limite máximo de viragem, conforme mostrado na figura abaixo.



Figura 88. Ângulo máximo de esterçamento da roda.

$$r = 29 \text{ cm} \quad (7.5)$$

$$l = 23 \text{ cm} \quad (7.6)$$

Com esses valores, encontrados em um carro comum, pode-se estimar o ângulo da seguinte forma:

$$\tan(\alpha) = \frac{\text{cateto oposto}}{\text{cateto adjacente}} = \frac{l}{r} \quad (7.7)$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{l}{r}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{23 \text{ cm}}{29 \text{ cm}}\right) \quad (7.8)$$

$$\alpha = \tan^{-1}(0,7931) = 38,41^{\circ} \quad (7.9)$$

$$\alpha \cong 38,5^{\circ} \quad (7.10)$$

Para encontrar o raio de giro faz-se necessário considerar que o eixo gira como um todo quando a roda é esterçada, conforme representado na figura abaixo.

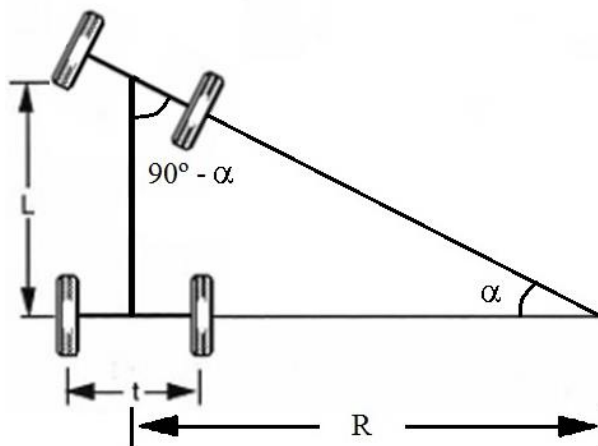


Figura 89. Adaptação da geometria de Ackerman para encontrar o raio de curvatura.

Após essas considerações é encontrado o raio a partir das seguintes fórmulas:

$$\sin(\alpha) = \frac{L}{R} \quad (7.11)$$

$$\sin(38,5^\circ) = \frac{1,90\text{ m}}{R} \quad (7.12)$$

$$R = \frac{1,90\text{ m}}{\sin(38,5^\circ)} \cong 3,057\text{ m} \quad (7.13)$$

$$R \cong 3,0\text{ m} \quad (7.14)$$

Com esses dados foi possível determinar as variáveis descritas por Ackerman:

$$\delta o = \frac{L}{R + \frac{t}{2}} = \frac{1,9\text{ m}}{3,0\text{ m} + \frac{1,3\text{ m}}{2}} = 0,5205\text{ rad} \quad (7.15)$$

$$\delta o \cong 29,8\text{ graus} \quad (7.16)$$

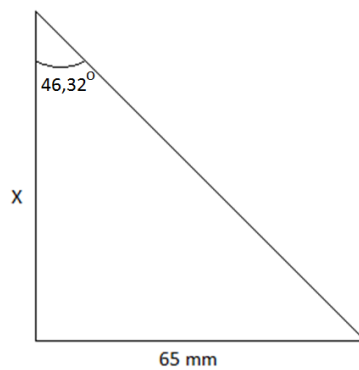
$$\delta i = \frac{L}{R - \frac{t}{2}} = \frac{1,9\text{ m}}{3,0\text{ m} - \frac{1,3\text{ m}}{2}} = 0,8085\text{ rad} \quad (7.17)$$

$$\delta i \cong 46,32\text{ graus} \quad (7.18)$$

Para que seja possível girar a roda em uma angulação máxima de aproximadamente quarenta e sete graus, deve-se obter a distância entre o centro da roda até o ponto de atuação da direção. Para tanto é necessário saber o deslocamento máximo que a caixa de direção consegue fornecer quando for girada até alcançar o batente partindo do ponto neutro (rodas alinhadas). Com base na direção obtida foi possível encontrar esse valor girando a caixa de direção do batente direito até o batente esquerdo e dividindo o valor encontrado por dois. A distância encontrada foi:

$$L_e = 65\text{ mm} \quad (7.19)$$

Por meio da angulação máxima e a distância máxima que a caixa de direção consegue atingir, pode-se simplificar o problema por meio de uma aproximação trigonométrica, conforme mostrado abaixo:



Para encontrar o valor de x utiliza-se:

$$\tan(46,32^{\circ}) = \frac{\text{Cat. Oposto}}{\text{Cat. Adjacente}} = \frac{65 \text{ mm}}{X} \quad (7.20)$$

$$1,047 = \frac{65 \text{ mm}}{X} \quad (7.21)$$

$$X = \frac{65 \text{ mm}}{1,047} \quad (7.22)$$

$$X = 62,07 \text{ mm} \quad (7.23)$$

$$X \cong 62 \text{ mm} \quad (7.24)$$

2.5.8 Identificação dos componentes

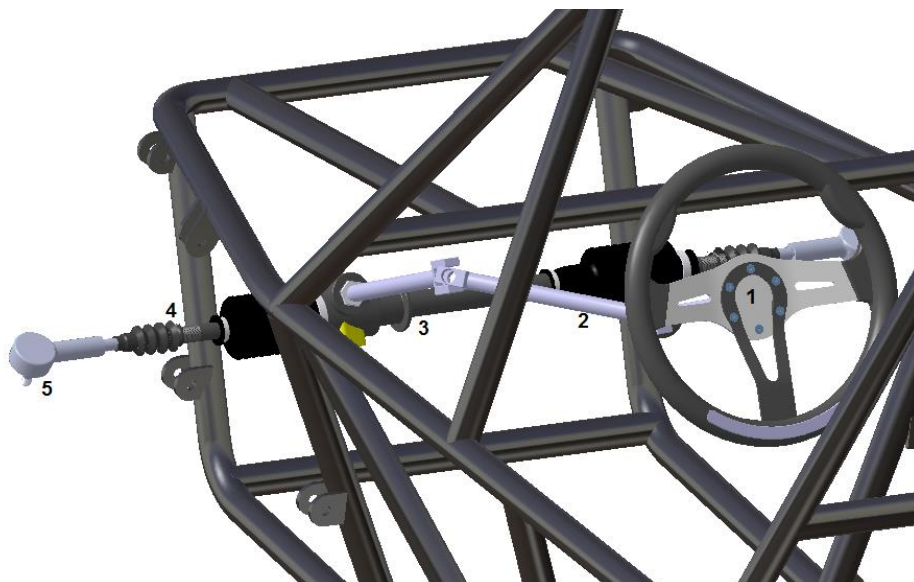


Figura 90. Identificação dos componentes da direção.

De acordo com a numeração mostrada na figura acima foi descritos os seguintes componentes:

- 1-Volante;
- 2-Coluna de direção;
- 3-Caixa de direção;
- 4-Barra de direção;
- 5-Terminal de direção.

2.6 SISTEMA ELÉTRICO

Bateria, faróis, setas e luz de freio são componentes fundamentais no sistema elétrico automotivo e serão implantados no presente projeto. O sistema projetado para o *Kart-Cross* possui um sistema de iluminação com duas lâmpadas para os faróis dianteiros e quatro lâmpadas para a luz de freio e setas, sendo que duas destas lâmpadas são de dois polos. A lâmpada de dois polos possui dois filamentos, esses filamentos possibilitam a alteração da intensidade luminosa da luz de freio. Quando acionado o pedal do freio o filamento de maior potência é acionado.

Organizando os elementos do sistema obtêm-se o seguinte diagrama elétrico:

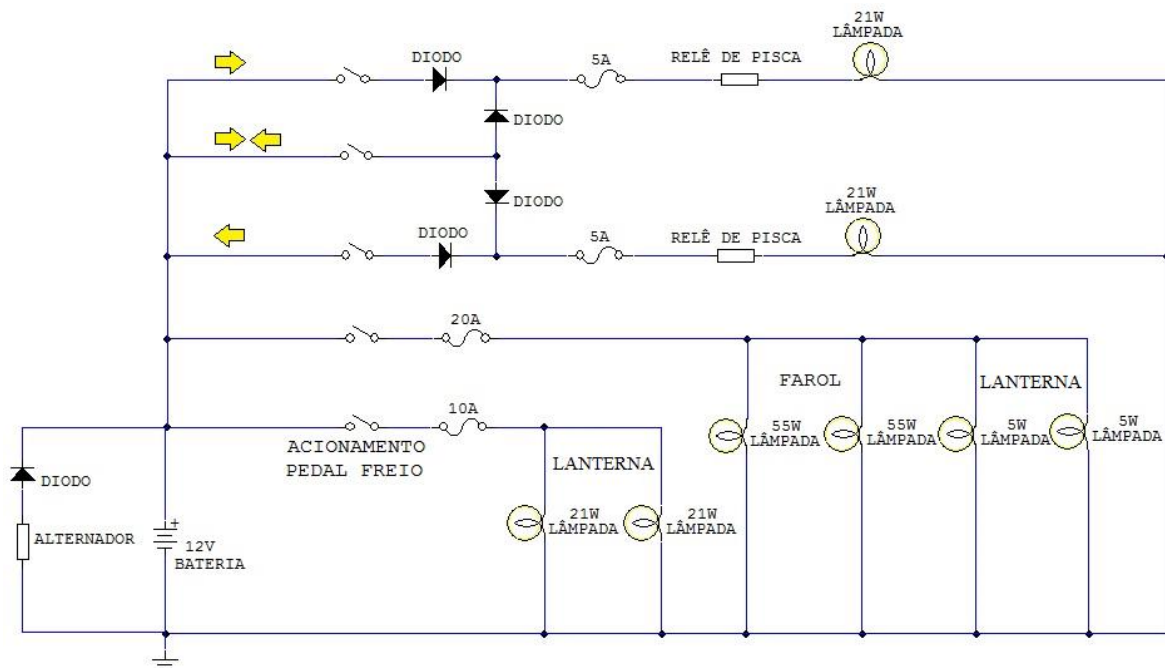


Figura 91. Diagrama elétrico do sistema.

A partir desse diagrama foi possível calcular a corrente que as lâmpadas solicitam da bateria para seu funcionamento. Para o calculo da bateria, foi seguido os passos a seguir:

$$V = R \cdot i \quad (6.1)$$

$$P = V \cdot i \quad (6.2)$$

Onde:

V – Tensão – Volts (V);
 R – Resistência elétrica – Ohm (Ω);
 i – Corrente – Amperes (A);
 P – Potência elétrica – Watts (W);

Corrente necessária para o funcionamento de cada lâmpada:

$$i_1 = \frac{P_1}{V} = \frac{55 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 4,583 \text{ A} \quad (6.3)$$

$$i_2 = \frac{P_2}{V} = \frac{55 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 4,583 \text{ A} \quad (6.4)$$

$$i_3 = \frac{P_3}{V} = \frac{5 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 0,416 \text{ A} \quad (6.5)$$

$$i_4 = \frac{P_4}{V} = \frac{5 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 0,416 \text{ A} \quad (6.6)$$

$$i_5 = \frac{P_5}{V} = \frac{21 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 1,75 \text{ A} \quad (6.7)$$

$$i_6 = \frac{P_6}{V} = \frac{21 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 1,75 \text{ A} \quad (6.8)$$

$$i_7 = \frac{P_7}{V} = \frac{21 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 1,75 \text{ A} \quad (6.9)$$

$$i_8 = \frac{P_8}{V} = \frac{21 \text{ W}}{12 \text{ V}} = 1,75 \text{ A} \quad (6.10)$$

Somando as correntes das lâmpadas que estão em paralelo:

$$I_1 = i_1 + i_2 + i_3 + i_4 \quad (6.11)$$

$$I_1 = 4,583 \text{ A} + 4,583 \text{ A} + 0,416 \text{ A} + 0,416 \text{ A} \quad (6.12)$$

$$I_1 = 9,998 \text{ A} \cong 10 \text{ A} \quad (6.13)$$

$$I_2 = i_5 + i_6 = 1,75 \text{ A} + 1,75 \text{ A} = 3,5 \text{ A} \quad (6.14)$$

Para o caso das setas existem três possibilidades de arranjo, um em que somente a seta esquerda está acionada, outra em que somente a seta direita é acionada e por fim a posição de alerta, onde as duas setas são acionadas simultaneamente.

$$I_3 = i_5 = 1,75 \text{ A} \quad (6.15)$$

$I4 = i6 = 1,75\text{ A}$ (6.16)

$I5 = i5 + i6 = 1,75\text{ A} + 1,75\text{ A} = 3,5\text{ A}$ (6.17)

Escolhendo o pior caso possível, foi ligado todos os componentes elétricos a fim de saber a corrente máxima que o sistema pode atingir e a partir desse valor escolher a bateria.

$IT = I1 + I2 + I5 = 10\text{ A} + 3,5\text{ A} + 3,5\text{ A} = 17\text{ A}$ (6.18)

2.6.1 Bateria

A bateria escolhida para atender a demanda foi a de 18Ah com as seguintes características:

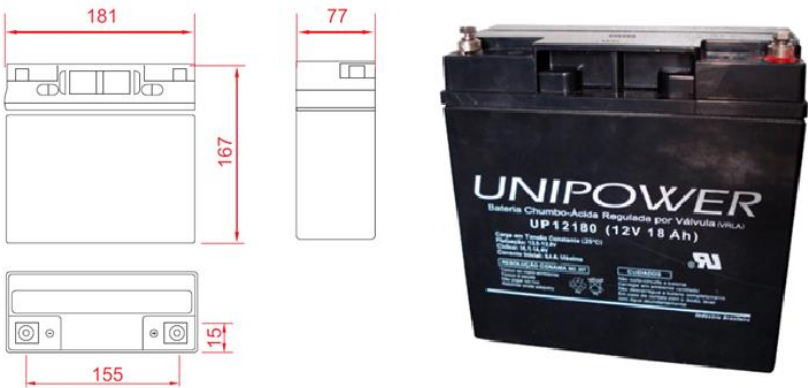


Figura 92. Dimensões da bateria de acordo com o fabricante.

Tabela 11. Características da bateria de acordo com o fabricante.

Tensão Nominal					12 V							
Dimensões												
Comprimento					181 mm							
Largura					77 mm							
Altura					167 mm							
Peso					5,6 Kg							
Capacidade Nominal					18 Ah							
Capacidade					20 horas – 1,75 vpc – 0,90 A						18,0 Ah	
					10 horas – 1,75 vpc – 1,66 A						16,6 Ah	
					6 horas – 1,75 vpc – 3,06 A						15,3 Ah	
					1 horas – 1,6 vpc – 10,80 A						10,80 Ah	
Descarga para corrente constante (A) à 25°C												
Tempo	5 min	10 min	15 min	30 min	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	8 h	10 h	20 h
9,6 V	64,8	42,5	31,5	20,7	10,8	6,30	4,64	3,72	3,16	2,08	1,70	0,93

10,2 V	59,4	40,6	28,9	19,7	10,1	6,04	4,50	3,60	3,10	2,05	1,67	0,91
10,5 V	54,1	38,0	27,0	19,0	9,81	5,93	4,42	3,42	3,06	2,03	1,66	0,90
10,8 V	52,0	36,3	25,2	18,5	9,48	5,77	4,35	3,36	2,93	1,97	1,61	0,88
11,1 V	48,1	34,2	23,4	18,0	9,15	5,63	4,13	3,30	2,80	1,92	1,58	0,86

Com base nos dados informados percebe-se que a bateria escolhida tem capacidade de fornecer a corrente máxima requerida (IT) durante 30 minutos sem a necessidade do alternador. Quando o sistema estiver acionado somente a chave I1, corrente de 10 A aproximadamente, a bateria fornecerá a corrente necessária por aproximadamente uma hora considerando que o alternador esteja desligado.

2.6.2 Dimensionamento da seção transversal dos condutores

Para o dimensionamento da seção transversal dos cabos foi medido os comprimentos que estes devem percorrer da bateria até o componente a ser acionado. O primeiro comprimento é definido pela distância percorrida pelo cabo da bateria até as chaves, nele passa a corrente máxima do sistema.

$$LiT = 30 + 45 + 70 + 90 = 235 \text{ cm} = 2,35 \text{ m} \quad (6.19)$$

Para os demais comprimentos foi medida a distância da chave até a lâmpada:

$$Li1 = 90 \text{ cm} = 0,9 \text{ m} \quad (6.20)$$

$$Li2 = 90 + 40 = 130 \text{ cm} = 1,3 \text{ m} \quad (6.21)$$

$$Li3 = 30 + 110 + 70 + 10 = 220 \text{ cm} = 2,2 \text{ m} \quad (6.22)$$

$$Li4 = Li3 + 30 = 250 \text{ cm} = 2,5 \text{ m} \quad (6.23)$$

$$Li5 = Li3 + 120 = 320 \text{ cm} = 3,2 \text{ m} \quad (6.24)$$

$$Li6 = Li5 + 30 = 350 \text{ cm} = 3,5 \text{ m} \quad (6.25)$$

$$Li7 = Li3 = 220 \text{ cm} = 2,2 \text{ m} \quad (6.26)$$

$$Li8 = Li4 = 250 \text{ cm} = 2,5 \text{ m} \quad (6.27)$$

Considerando que existe uma perda de 10% na tensão nominal ao passar pelos fios. A partir dessa informação é possível obter a área da seção transversal do fio necessário para suportar a corrente e o comprimento do cabo, por meio das seguintes fórmulas encontra-se a área:

$$Vd = 10 \% \cdot Vn = 0,1 \cdot Vn = 0,1 \cdot 12 \text{ V} = 1,2 \text{ V} \quad (6.28)$$

$$R = \frac{\rho \cdot L}{A} \quad (6.29)$$

Onde:

R – Resistência elétrica (Ω);
 ρ – Resistividade elétrica do fio ($\Omega \cdot m$);
L – Comprimento do cabo (m);
A – Área da seção transversal do fio (m^2);

Multiplicando pela corrente nos dois lados da equação é possível encontrar:

$$R \cdot i = \frac{\rho \cdot L}{A} \cdot i \quad (6.30)$$

$$Vd = R \cdot i \quad (6.31)$$

$$Vd = \frac{\rho \cdot L}{A} \cdot i \quad (6.32)$$

Utilizando fio de cobre temos que a resistividade é igual a:

$$\rho = 1,7 \cdot 10^{-8} \Omega \cdot m \quad (6.33)$$

Reorganizando os termos:

$$A = \frac{\rho \cdot L}{Vd} \cdot i \quad (6.34)$$

Encontrando a área para cada fio:

$$A_{IT} = \frac{\rho \cdot L_{IT}}{Vd} \cdot i_{IT} = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 \text{ V}} \cdot 2,35 \text{ m} \cdot 17 \text{ A} \quad (6.35)$$

$$A_{IT} \cong 56,6 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2 \cong 0,56 \text{ mm}^2 \quad (6.36)$$

$$A_{i1} = \frac{\rho \cdot L_{i1}}{Vd} \cdot i_{i1} = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 \text{ V}} \cdot 0,9 \text{ m} \cdot 4,583 \text{ A} \quad (6.37)$$

$$A_{i1} \cong 5,84 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2 \cong 0,058 \text{ mm}^2 \quad (6.38)$$

$$A_{i2} = \frac{\rho \cdot L_{i2}}{Vd} \cdot i_{i2} = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 \text{ V}} \cdot 1,3 \text{ m} \cdot 4,583 \text{ A} \quad (6.39)$$

$$Ai2 \cong 8,44 \cdot 10^{-8} m^2 \cong 0,084 mm^2 \quad (6.40)$$

$$Ai3 = \frac{\rho \cdot Li3}{Vd} \cdot i1 = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 V} \cdot 2,2 m \cdot 0,416 A \quad (6.41)$$

$$Ai3 \cong 1,29 \cdot 10^{-8} m^2 \cong 0,013 mm^2 \quad (6.42)$$

$$Ai4 = \frac{\rho \cdot Li4}{Vd} \cdot i4 = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 V} \cdot 2,5 m \cdot 0,416 A \quad (6.43)$$

$$Ai4 \cong 1,47 \cdot 10^{-8} m^2 \cong 0,015 mm^2 \quad (6.44)$$

$$Ai5 = \frac{\rho \cdot Li5}{Vd} \cdot i5 = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 V} \cdot 3,2 m \cdot 1,75 A \quad (6.45)$$

$$Ai5 \cong 7,93 \cdot 10^{-8} m^2 \cong 0,08 mm^2 \quad (6.46)$$

$$Ai6 = \frac{\rho \cdot Li6}{Vd} \cdot i6 = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 V} \cdot 3,5 m \cdot 1,75 A \quad (6.47)$$

$$Ai6 \cong 8,67 \cdot 10^{-8} m^2 \cong 0,087 mm^2 \quad (6.48)$$

$$Ai7 = \frac{\rho \cdot Li7}{Vd} \cdot i7 = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 V} \cdot 2,2 m \cdot 1,75 A \quad (6.49)$$

$$Ai7 \cong 5,45 \cdot 10^{-8} m^2 \cong 0,055 mm^2 \quad (6.50)$$

$$Ai8 = \frac{\rho \cdot Li8}{Vd} \cdot i8 = \frac{1,7 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega \cdot m}{1,2 V} \cdot 2,5 m \cdot 1,75 A \quad (6.51)$$

$$Ai8 \cong 6,19 \cdot 10^{-8} m^2 \cong 0,062 mm^2 \quad (6.52)$$

Para a correta escolha da seção transversal dos condutores elétricos e seus sistemas de proteção é recomendável seguir os passos da NBR 5410, na qual possui seis critérios de dimensionamento:

- Contatos indiretos (5.1.3);
- Sobrecarga (5.3.3);
- Curto-circuito (5.3.4);
- Capacidade de condução de corrente (6.2.5) ;
- Seção Mínima (6.2.6);
- Queda de tensão (6.2.7);

Após realizar os cálculos destes seis casos deve-se escolher o que obteve o maior resultado, visto que quanto maior a seção do condutor menor são as perdas e maior será a condutividade.

O item 5.1.3 refere-se principalmente sobre o aterramento do sistema. O item 5.3.3 e 5.3.4 descreve sobre a proteção do sistema, no caso estudado esses itens serão suprimidos por meio de fusíveis (possui a função de evitar a queima dos componentes e da própria fiação). O item 6.2.5 diz respeito à proteção do condutor, o espaçamento entre um fio e outro deve ser de no mínimo o seu diâmetro externo. O item 6.2.6 define que a seção do neutro deve ser a mesma da fase e que as seções não devem ser inferiores a 0,75 mm² visto que serão usados cabos flexíveis com isolação. O item 6.2.7 faz referência a queda de tensão que ocorre entre a origem e o ponto de utilização.

As tabelas a seguir demonstram valores comerciais de cabos utilizados em quadros de comando, painéis elétricos e produtos destinados a indústria automobilística e de auto-peças.

Tabela 12. Seção do condutor elétrico e suas características.

Seção do condutor. [mm ²]	Diâmetro dos fios. [mm]	Diâmetro condutor. [mm]	Espessura da isolação. [mm]	Diâmetro externo. [mm]	Resistência Elétrica max. à 20°C. [Ohm/km]	Peso líquido aprox. [kg/km]
0,20	0,187	0,60	0,40	1,40	97,60	4,0
0,30	0,187	0,70	0,40	1,50	66,20	5,0
0,50	0,284	0,90	0,40	1,60	39,00	7,0
0,75	0,284	1,10	0,40	1,80	26,00	10,5
1,00	0,284	1,30	0,40	2,00	19,50	12,0
1,50	0,284	1,50	0,40	2,40	13,30	19,0
2,50	0,284	2,00	0,40	2,90	7,98	28,0
4,00	0,284	2,50	0,40	3,40	4,95	42,0

Fonte: <http://www.allcab.com.br/portofolio/cabo-auto-105%c2%ba-300v-espessura-reduzida/gallery/produtos/>

Tabela 13. Capacidade de condução de corrente para cabos flexíveis 105°C até 300V.

Seção nominal [mm ²]	Corrente [A]
0,50	3
0,75	6
1,00	10
1,50	15
2,50	20
4,00	28

Fonte: <http://www.allcab.com.br/portofolio/cabo-auto-105%c2%ba-300v-espessura-reduzida/gallery/produtos/>

Por meio das tabelas acima se percebe a prevalência da capacidade de condução de corrente para a definição da seção nominal AIT, pois nesse cabo passará uma corrente máxima de 17 A, portanto sua seção será de 2,50 mm².

Para os demais cabos prevalece à seção mínima estabelecida pela NBR 5410 item 6.2.6, ou seja, suas seções serão de $0,75 \text{ mm}^2$. É possível encontrar novos valores de área da seção:

$$A_{IT} = 2,50 \text{ mm}^2 \quad (6.53)$$

$$A_{i1} = A_{i2} = A_{i3} = A_{i4} = 0,75 \text{ mm}^2 \quad (6.54)$$

$$A_{i5} = A_{i6} = A_{i7} = A_{i8} = 0,75 \text{ mm}^2 \quad (6.55)$$

2.6.3 Identificação dos componentes

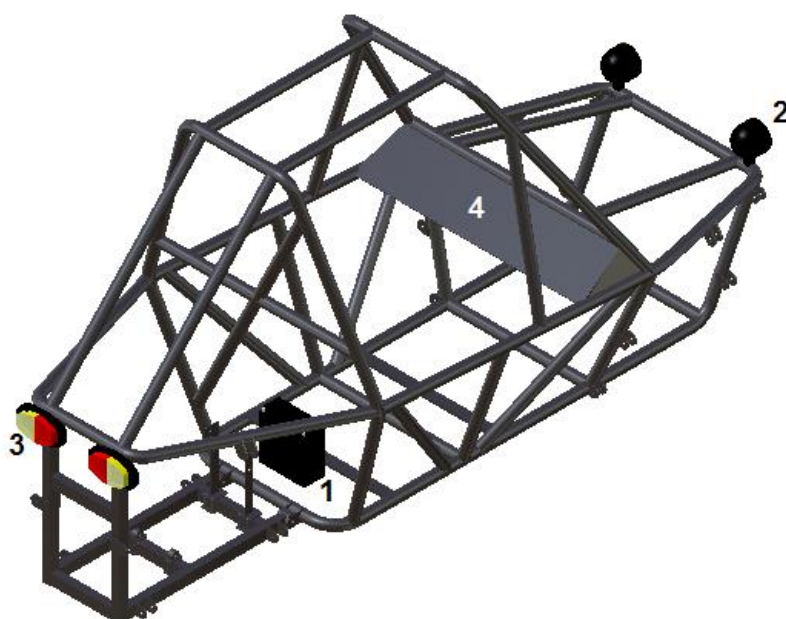


Figura 93. Identificação dos componentes do sistema elétrico.

De acordo com a numeração mostrada na figura acima se encontra os seguintes componentes:

- 1-Bateria;
- 2-Faróis;
- 3-Luzes de freio e setas;
- 4-Painel;

2.7 SISTEMA ELETRÔNICO

A eletrônica embarcada consiste da eletrônica desenvolvida para uma aplicação móvel. Entre as mais importantes pode-se citar a aeroespacial, agrícola, naval e automotiva. A cada dia que se passa ela se torna mais presente em nossas vidas, pois praticamente todos os carros produzidos atualmente já saem com algum tipo de controle eletrônico embutido. São

utilizadas no controle do sistema de injeção eletrônica, entretenimento, aceleração, computador de bordo e dentre vários outros.

Neste trabalho a eletrônica embarcada foi utilizada no sistema de sensoriamento. Para isso foram desenvolvidas duas ECUs (Eletronic Control Unit), uma responsável por ler as informações dos sensores e outra por mostrar ao piloto os dados medidos no painel de instrumentos. Para fazer a comunicação entre as ECUs foi utilizado protocolo CAN, que é o protocolo mais utilizado neste tipo de aplicação.

Para medir as informações de rotação e de velocidade foi utilizado o sensor do tipo *hall* e um conjunto de dois ímãs para cada sensor, como é mostrado na figura. Dessa forma quando o primeiro ímã passa pelo sensor ele altera seu sinal de saída para o nível lógico 1 (5 volts) com a passagem do segundo ímã o sensor altera sua saída para o nível lógico 0 (0 volts).

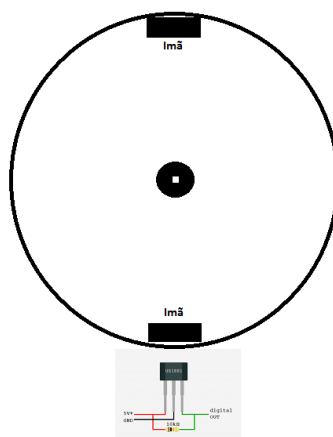


Figura 94. Princípio de funcionamento do sensor Hall.

Já para a medição do nível de combustível foi utilizado um sensor de combustível do tipo boia tubular, que responde ao nível da gasolina variando a resistência (do mesmo modo que um potenciômetro). Dessa forma quando se coloca uma tensão na entrada desta resistência a tensão de saída varia de acordo com o nível de combustível.

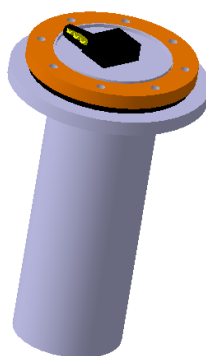


Figura 95. Sensor de combustível.

A medição da temperatura do motor foi feita através do sensor LM35 que tem seu funcionamento semelhante ao da boia de combustível, variando sua tensão de saída de acordo com a temperatura a sua volta.

Para tratar as informações obtidas por cada sensor foram utilizados os microcontroladores da família PIC 16F628A e 16F877A, se fez necessário dois de cada, pois possui apenas uma porta de interrupção externa (Funcionalidade necessária para medir com precisão as informações de rotação e velocidade). A ECU final para a leitura dos sensores tem seu esquemático, modelo e código apresentados nas figuras em anexo.

O recurso de interrupção externa permite que o microcontrolador fique permanentemente monitorando as transições do nível lógico presente nas saídas do sensor de rotação e velocidade, dessa maneira ele pode calcular com precisão qual a velocidade medida.

Para os demais sensores, nível de combustível e temperatura, foi utilizado os conversores analógicos/digitais para transformar a tensão lida em uma informação digital.

Para apresentar os dados obtidos ao piloto de forma bem clara foi esquematizado um painel que apresentasse todas as informações de forma clara e intuitiva.



Figura 96. Painel do veículo.

O controle das informações no painel foi realizado através de outra ECU composta de um microcontrolador PIC 16F877A, o qual é responsável por receber esses dados do barramento CAN, trata-los e mostrar no painel.

O circuito de controle do barramento CAN foi construído a partir do controlador CAN MCP 2510 que é configurado e operado pelo PIC 16F877A. Além disso, foi necessário um *transceiver* CAN (MCP 2551) para controlar diretamente o barramento.



Figura 97. Velocímetro e conta giros em funcionamento.

2.8 PINTURA

O processo de pintura diz respeito à aplicação e fixação de camadas de tinta no veículo que está sendo produzido. Devido à sua demora na fase de secagem, foi considerado por muito tempo um gargalo da produção de automóveis. Sendo que em 1914 a frase de Henry Ford ficou conhecida no mundo todo “Qualquer cor, desde que seja preto”, devido ao fato da cor preta secar mais rápido que as demais, diminuindo o tempo gasto na linha de produção.

Para se realizar uma correta aplicação da pintura em materiais metálicos, deve-se primeiramente lixar a superfície; aplicar uma camada de material anticorrosivo; fazer um preparo da superfície; aplicar a tinta e selar.

Utiliza-se a lixa para fazer o desbaste, regularização e polimento da superfície a ser pintada. Após o lixamento deve-se fazer a limpeza da superfície para evitar eventuais contaminações na aplicação da tinta.

A primeira aplicação realizada na superfície das peças após o lixamento é o Zarcão, que é uma tinta insolúvel em água e em ácidos protegendo assim o material contra a corrosão/ferrugem.

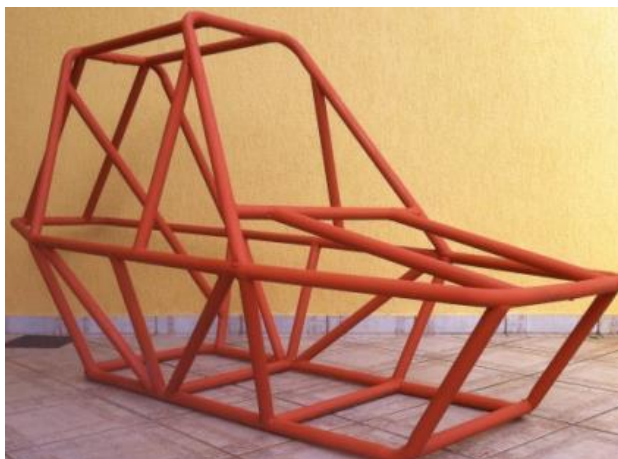


Figura 98. Estrutura com aplicação do Zarcão.

Para o preparo da superfície utiliza-se o Primer. O qual é usado para aderir à superfície e formar uma condição mais favorável para a aplicação da tinta; possui característica anticorrosiva; ajuda a revelar possíveis erros na aplicação do Zarcão e possui função de nivelar a superfície.



Figura 99. Estrutura com aplicação do primer.

A aplicação da tinta tem como objetivo para esta situação de atribuir uma cor ao objeto a ser pintado.

Fornecendo um acabamento final ao processo de pintura aplica-se uma camada de Verniz. O Verniz forma uma película quase transparente que atribui à peça uma noção de profundidade, brilho e resistência, protegendo a camada de tinta aplicada anteriormente a ela.

2.9 ACESSÓRIOS

Os itens restantes que serão implantados no projeto e que não se adequam as divisões estabelecidas foram classificados como acessórios. Foram considerados os seguintes componentes: extintor de incêndio, retrovisores, banco, cinto de segurança, capacete, óculos de proteção, macacão, luvas e sapatilhas.

As informações presentes no tópico 2.9.5 foram baseados na norma da FIA Nº 8856-2000 (referente às roupas de proteção para motoristas de automobilismos), CBA (Confederação Brasileira de Automobilismo) e norma Baja-SAE.

2.9.1 Extintor de incêndio

O extintor de incêndio é um equipamento de segurança utilizado em situações de emergências envolvendo fogo, buscando acabar ou controlar o incêndio. Contém um agente extintor armazenado sob pressão em um cilindro, que pode ser carregado até o local do incêndio. No *Kart-Cross* o incêndio pode ser provocado tanto pela parte elétrica, motor ou tanque de combustível.



Figura 100. Extintor de incêndio.

2.9.2 Retrovisores

O retrovisor automotivo tem a finalidade de auxiliar na visibilidade do motorista, ajudando a observar o que está atrás ou ao lado do veículo sem que seja necessário tirar a total atenção do que ocorre a sua frente. Segundo a legislação brasileira de trânsito o espelho retrovisor é um acessório obrigatório.



Figura 101. Retrovisor direito.

2.9.3 Banco automotivo

O banco é o objeto ao qual o motorista senta para conduzir o veículo, sendo responsável pelo ajuste da inclinação do apoio das costas, da proximidade aos pedais e volante. O assento de acordo com os parâmetros ergonômicos de conforto deve ter uma largura mínima de 450 mm.



Figura 102. Banco automotivo do tipo concha e modelo virtual em CAD (Fonte: site da San Marino Race).

2.9.4 Cinto de segurança

O cinto de segurança é um item de segurança fundamental em veículos e seu principal propósito é evitar que o ocupante colida com os objetos do interior quando este é arremessado pelo impacto da colisão. Existem dois tipos de cintos de segurança: o retrátil e o estático. O retrátil possui um mecanismo de ajuste automático do cinto ao ocupante, já no estático este ajuste é feito de maneira manual. Os cintos normalmente utilizados em *Kart-Cross* é do tipo estático, podendo conter de dois até seis pontos. Abaixo é mostrado um exemplo de cinto de segurança estático.



Figura 103. Cinto de segurança estático de quatro pontos (Fonte: site da San Marino Race).

Quanto ao local correto de posicionar o cinto na região superior sobre os ombros foi utilizada a norma presente no regulamento do Baja SAE Internacional conforme mostrado abaixo:

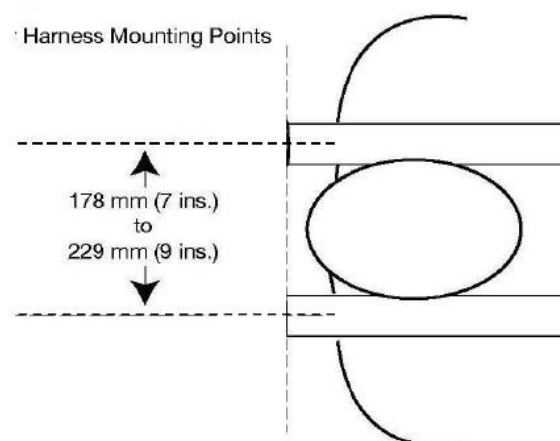


Figura 104. Distância correta do posicionamento do cinto (Baja SAE International).

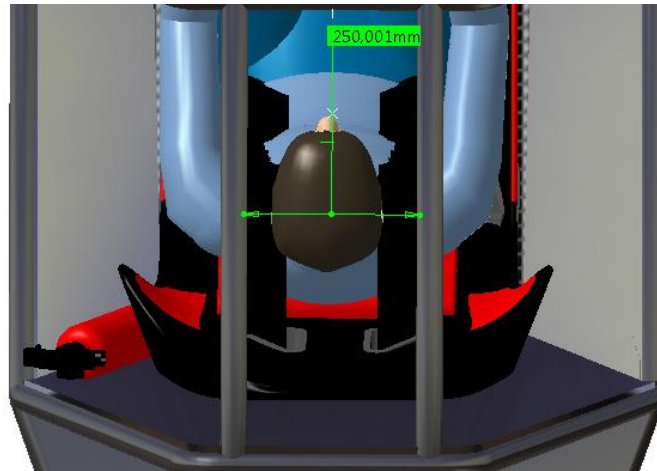


Figura 105. Distância entre os cintos que passam sobre o ombro.

Sabendo que a tira do cinto mede 60 mm, verifica-se que a distância entre os centros das tiras é de 190 mm. Portanto nota-se que a distância entre os cintos estão de acordo com a norma. Para a fixação da cinta inferior do cinto de quatro pontos foi seguido às normas demonstradas nas figuras a seguir:

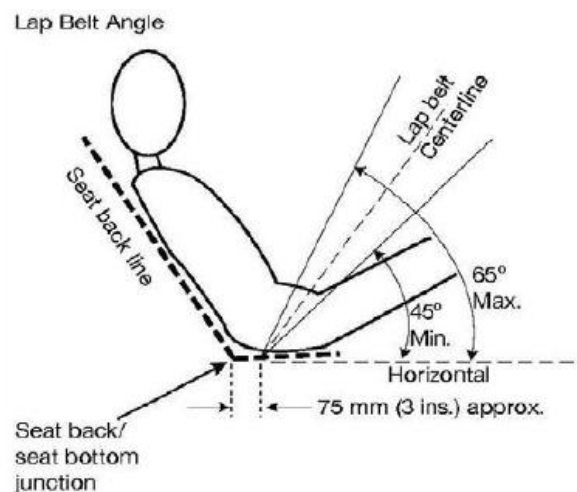


Figura 106. Ângulos e medidas para a parte inferior do cinto (Baja SAE International).

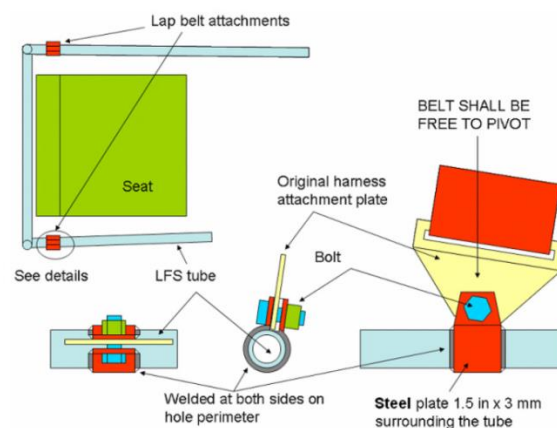


Figura 107. Como realizar fixação do cinto na parte inferior (Baja SAE International).

2.9.5 Indumentária

De acordo com CBA (Confederação Brasileira de Automobilismo) a indumentária necessária para os pilotos de Kart nas suas diversas categorias são divididas das seguintes formas: será obrigatório o uso de capacete de proteção com viseira, homologado pelo INMETRO ou qualquer órgão internacional competente e / ou reconhecido pela FIA; caso não tenha a viseira se faz necessário o uso obrigatório do óculos de proteção; será obrigatório também o uso de macacão homologado pela CIK; além de luvas e sapatilhas de competição. Os pilotos das categorias PMK (piloto mirim de kart), PCK (piloto cadete de kart), e PJMK (piloto Júnior de menor de kart) deverão usar obrigatoriamente o protetor de pescoço, nas demais categorias é recomendado o seu uso. Pilotos com barba e/ou cabelos compridos deverão obrigatoriamente usar balaclava. A indumentária completa deverá ser usada pelo piloto em quaisquer situações nas quais ele esteja utilizando uma pista de kart, mesmo em treinos não oficiais ou de amaciamento de motores. Em caso de chuva poderá usar sobre viseira giratória, mantendo a viseira original.



Figura 108. Capacete em CAD e capacete moto cross (Fonte: www.texx.com.br).



Figura 109. Óculos de proteção. (Fonte: www.texx.com.br)

O capacete é um item de segurança essencial para quem pilota veículos *Off-road*, devido aos grandes riscos de acidentes. No projeto foi colocado um capacete comum de forma meramente ilustrativa, se observarmos as normas da competição Baja SAE a utilização desse tipo de capacete é proibida. De acordo com a norma o capacete correto a ser utilizado é o de moto-cross, juntamente com óculos de proteção. Nas figuras anteriores pode-se visualizar a imagem do capacete usado no projeto e o correto de acordo com a competição Baja SAE e do óculos de proteção.

No macacão deverá constar de forma legível, o nome do piloto, seu tipo sanguíneo e fator RH, não podendo em nenhuma hipótese, apresentar furos ou rasgos, e nem deixar expostas partes do corpo;



Figura 110. Macacão. (Fonte: www.sparco.com.br)

As luvas deverão ser totalmente fechadas, e não poderão em nenhuma hipótese, apresentar furos que venham a deixar expostos punhos, palmas e dedos das mãos;



Figura 111. Luvas de corrida. (Fonte: www.sparco.com.br)

A sapatilha automotiva possui uma camada fina de sola afim de que o motorista tenha maior sensibilidade dos pedais. Sua sola possui uma aderência elevada para evitar que os pés escorreguem dos pedais.



Figura 112. Sapatilhas de corrida. (Fonte: www.corsaracing.com.br)

A balaclava ajuda a proteger o motorista de seu próprio suor e a preservar o forro do capacete.



Figura 113. Balaclava. (Fonte: www.sparco.com.br)

Se o Comissário ao examinar qualquer um dos itens acima, julgar que o equipamento não ofereça segurança ao piloto, este poderá, a seu critério, reter o equipamento e devolvê-lo ao final da competição. Assim, o piloto deverá apresentar ao Comissário, outro equipamento em substituição ao previamente reprovado.

2.10 CÁLCULOS DO CENTRO DE GRAVIDADE (CG)

O centro de gravidade de um veículo é obtido considerando o posicionamento do centro de massa de cada componente com sua respectiva massa.

Para encontrar o CG de todo o veículo foi necessário escolher e alocar os componentes a serem instalados. Para facilitar os cálculos foram tirados os CG's dos componentes iguais antes de calcular o CG total, por exemplo, o CG das rodas está alocado no centro do veículo. Para atribuir uma noção tridimensional dos posicionamentos dos componentes foi tirada duas vistas, uma lateral e outra de topo.

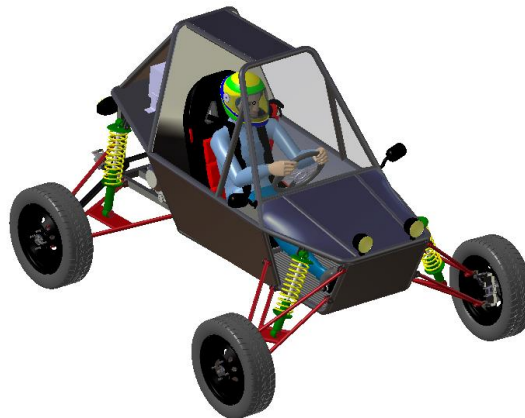


Figura 114. Veículo com todos os componentes.

O centro de gravidade foi calculado numericamente como uma forma de acesso a esta importante variável dentro do projeto do veículo. O centro de gravidade será calculado experimentalmente ao fim da montagem do mesmo.

☛ → Centro de gravidade dos componentes.

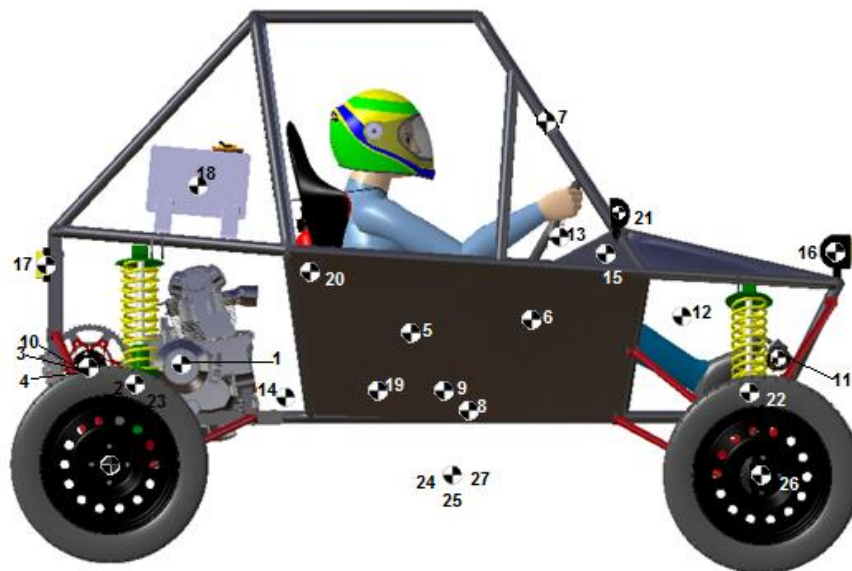


Figura 115. Planta do posicionamento de componentes na carroceria (vista lateral).

Para realização do cálculo é necessário saber o local onde se localiza o baricentro do veículo com todos os componentes. Para encontrar a distância em relação a cada eixo de referência, deve-se fazer o somatório da massa vezes a distância do centro de gravidade do componente, e dividir pelo somatório das massas dos componentes conforme mostrado nas formulações a seguir:

$$CG_x = \frac{\sum_{i=0}^n M_i \cdot d_{ix}}{\sum_{i=0}^n M_i} \quad (2.1)$$

$$CG_y = \frac{\sum_{i=0}^n M_i \cdot d_{iy}}{\sum_{i=0}^n M_i} \quad (2.2)$$

$$CG_z = \frac{\sum_{i=0}^n M_i \cdot d_{iz}}{\sum_{i=0}^n M_i} \quad (2.3)$$

Tabela 14. Dados retirados para o cálculo do CG.

Valores de centro de gravidade - Peças individuais						
			Posição (mm)			
N°		Denominação	x	y	z	P total [Kg]
Massa suspensa	Powertrain					
	1	Motor	1643,53	-7,19	162,80	60,0
	2	Corrente, coroa e pinhão	1856,34	-15,85	22,70	3,0
	3	Eixo traseiro	1995,12	0,00	52,18	3,0
	Freios					
	4	Freio traseiro	1972,11	95,82	45,88	5,0
	Estrutural					
	5	Estrutura	1018,47	0,00	439,55	58,0
	6	Chapas	985,46	0,00	396,71	28,0
	7	Tela	651,65	0,00	848,34	1,0
	8	Assoalho	734,64	0,00	21,11	1,2
	9	Suporte da suspensão	962,11	0,00	234,56	4,0
	10	Mancais	1992,43	0,00	45,03	1,0
	Direção					
	11	Caixa de direção	214,56	0,00	91,52	5,0
	12	Coluna de direção	337,95	0,00	356,75	0,2
	13	Volante e Câmbio	646,56	0,00	564,68	1,8
	Elétrica					
	14	Bateria	1312,84	0,00	110,00	5,6
	15	Painel	549,17	0,00	500,61	9,0
	16	Farois	-198,88	0,00	483,23	0,2
	17	Luz de freio e setas	2178,04	0,00	515,22	0,2
	Acessórios					
	18	Tanque	1719,13	0,00	701,07	34,0
	19	Banco	1153,49	0,00	374,75	15,0
	20	Extintor de incêndio	719,58	0,00	80,28	1,5
	21	Retrovisores	774,87	0,00	920,48	0,3
		Sub-totais				
Massa não suspensa	22	Amortecedor e mola dianteiro	126,09	0,00	196,92	1,0
	23	Amortecedor e mola traseiro	1946,79	0,00	231,50	2,0
	24	Barras da suspensão	1076,79	0,00	101,07	12,0
	25	Pontas e mangas	865,53	0,00	58,38	5,0
	26	Freios dianteiro	125,95	0,00	159,68	8,0
	27	Rodas e pneus	1049,36	0,00	54,49	12,0
		Sub-totais				40,0
		Total				277,0

Tabela 15. Tabela de massas do veículo por massa suspensa e massa não suspensa.

Massa total	Kg
Veículo descarregado	277,0
Massa suspensa	237,0
Massa não suspensa	40,0

Tabela 16. Tabela com posicionamento do CG com veículo completo, massa suspensa e não suspensa.

Cota	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
CG - completo	1227,5	0,0	318,1
CG - Massa suspensa	1291,8	0,0	359,9
CG - Massa não suspensa	846,5	0,0	70,5

Considerando que o centro de gravidade do motorista, com 76 Kg (SAE) de massa, coincide com o centro de gravidade da massa suspensa provocando uma redução na altura do centro de gravidade para um valor de 312,5 mm com veículo totalmente carregado.

3 ANÁLISE ESTRUTURAL

Neste tópico serão realizados testes computacionais simulando situações de impacto frontal, lateral e capotamento, análises de carregamento devido ao passageiro e aos componentes, análise de frequência, harmônica e transiente. Para resolver estes problemas será utilizado os Métodos dos Elementos Finitos (MEF) que consiste em métodos numéricos que aproximam a solução de problemas de valor de fronteira descritos, tanto por equações diferenciais ordinárias quanto por equações diferenciais parciais, através da subdivisão da geometria do problema em elementos menores, chamados elementos finitos, nos quais a aproximação da solução exata pode ser obtida por interpolação. Com esse procedimento, um problema complexo é transformado na soma de problemas simples.

Atualmente o MEF encontra aplicação em praticamente todas as áreas de engenharia, como na análise de tensões e deformações, transferência de calor, mecânica dos fluidos e reologia, eletromagnetismo, inclusive recebendo designações específicas como na mecânica dos fluidos computacionais (CFD) e no eletromagnetismo computacional (CEM).

Essas análises são fundamentais para entender o comportamento do Kart e encontrar o quanto ele deformará ou defletirá em cada situação, medindo assim os riscos a que os condutores estarão submetidos ao dirigi-lo.

O *chassi* tem a dupla finalidade de suportar e assegurar a ligação dos diversos grupos que constituem o automóvel. Durante a vida útil do veículo, o *chassi* fica sujeito a esforços mecânicos variados e complexos, nem sempre avaliáveis na fase de dimensionamento. Como efeitos estão às solicitações dinâmicas, que quase sempre apresentam um caráter de choque e de vibrações que provocam a rigidez do material, reduzindo-lhe a elasticidade. Nesta perspectiva, o *chassi* deve ser fabricado com recurso a um material que envolve boa resistência à fadiga, deve ter boa resistência à deformação e por uma questão de funcionalidade global deve ter um peso relativamente baixo, de modo a obter uma adequada relação peso-potência.

3.1 ANÁLISE ESTÁTICA

Furtado (2013) afirma:

A análise estática de estruturas é realizada submetendo a estrutura a carregamentos arbitrários, desprezando-se os efeitos das forças de inércias e amortecimento. Através desse procedimento é possível quantificar a magnitude dos esforços internos e dos deslocamentos correspondentes na estrutura.

Uma vez determinadas essas magnitudes, aplica-se o critério de falha estrutural por deformação elástica. Para esse critério, a deformação da estrutura deve satisfazer a relação linear de tensão x deformação que rege o estado de deformação elástica da estrutura em função do escoamento característico do material utilizado.

A análise estática das estruturas tem por objetivo principal quantificar a magnitude dos esforços internos e dos deslocamentos que se manifestam em qualquer sistema estrutural, quando o mesmo é submetido a um carregamento, desprezando-se o efeito das forças de amortecimento e das forças de inércia. Por meio dessa análise podem-se avaliar os níveis de tensões quando o componente é submetido às cargas similares as encontradas na realidade, com o intuito de verificar se a mesma não ultrapassa para o regime plástico; todas as respostas obtidas pelo software CATIA utilizam regime elástico. Portanto nesse trabalho não serão feitos estudos de tensões e deformações plásticas.

Com o objetivo de evitar a ocorrência do efeito de fadiga, todos os elementos devem está submetidos às tensões inferiores a dois terços da tensão de escoamento do material.

Para todas as análises envolvendo a estrutura, foi utilizado os mesmos parâmetros de simulação. A malha gerada é mostrada na figura a seguir:

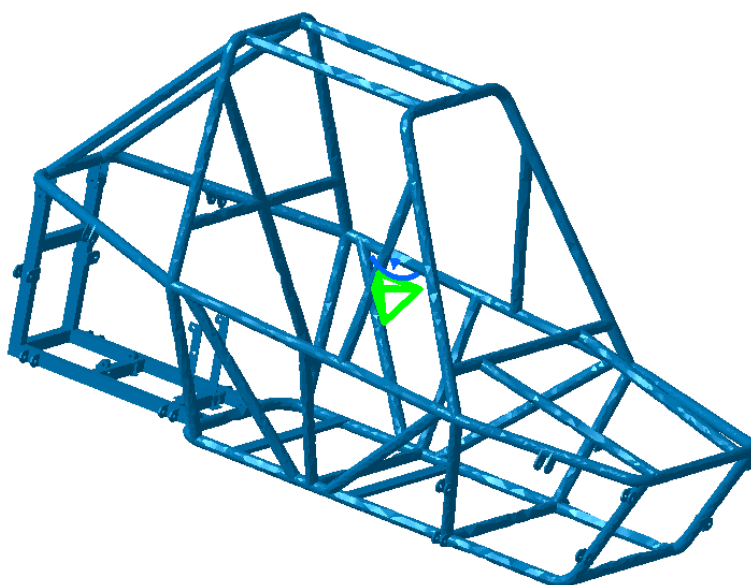


Figura 116. Malha de elementos finitos da estrutura a ser analisada.

Dados da malha:

Tabela 17. Dados da malha de elementos finitos da estrutura.

Dado	Valor
Tamanho padrão do elemento	149,7 mm
Tipo de elemento	Parabólico
Erro atual	9,5 %

O tamanho dos elementos da malha não pode ter sido refinado, devido à falta de um estudo aprofundado sobre as ferramentas avançadas disponíveis pelo CATIA, atividade esta que fugia dos objetivos desse trabalho. O elemento parabólico foi utilizado para melhorar a precisão dos cálculos realizados, e o erro obtido refere-se às diferenças entre as malhas geradas e a geometria praticada.

Após a criação da malha foi definido os pontos de apoio da suspensão e restringiram-se todos os graus de liberdade (engaste) no local onde são fixados

os amortecedores. Para a aplicação dos carregamentos foi considerado o peso de cada componente distribuído nas barras onde o mesmo fica apoiado.

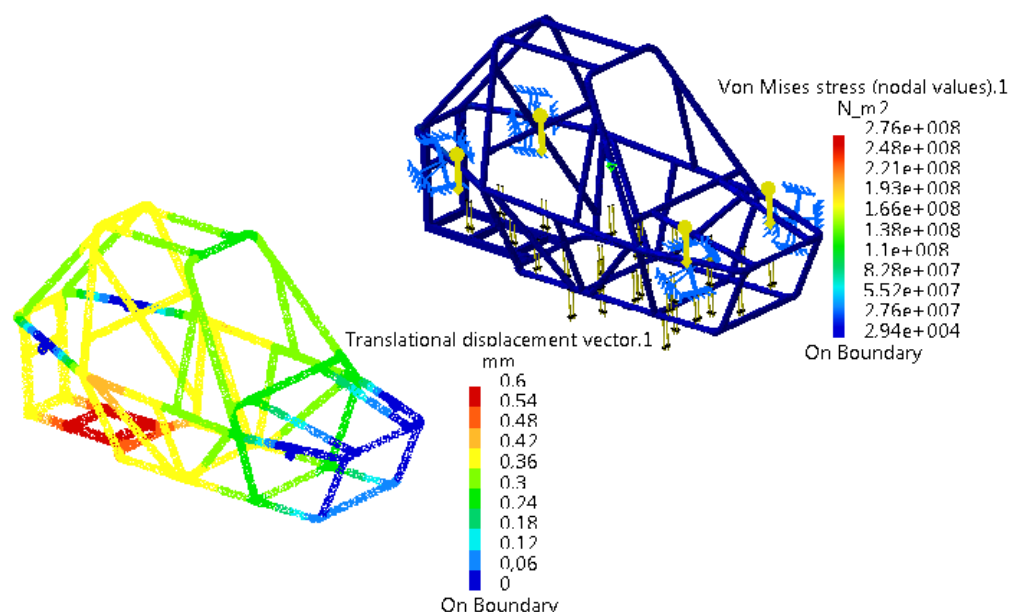


Figura 117. Análise estática da estrutura.

Nota-se que o maior deslocamento se encontra na região onde o motor é fixado, devido ao fato de possuir um carregamento elevado sendo distribuído em uma pequena região.

3.2 ANÁLISE DINÂMICA

Furtado (2013) descreve que:

Nos sistemas dinâmicos, a resposta da estrutura varia com o tempo, acrescentado à resposta da estrutura os efeitos das forças de inércias e amortecimento. Carregamentos dinâmicos, diferentemente dos estáticos, são carregamentos em que a magnitude, a direção e a posição podem variar ao longo do tempo.

Para analisar os comportamentos dinâmicos da estrutura e de alguns componentes usados utilizou-se da análise de frequências, análise harmônica e análise transiente. Com o propósito de obter respostas que variam com o tempo foi utilizadas modulações, nestas são colocadas variações entre zero e um em função do tempo a fim de simular um perfil de terreno, ao qual alterará a magnitude da força aplicada.

3.3 ANÁLISE DE FREQUÊNCIAS

Esse tipo de análise é fundamental para verificar o comportamento dinâmico da estrutura, para que se possa checar interferências existentes entre

as frequências naturais da estrutura e as frequências principais de funcionamento dos componentes do *powertrain*. Também é importante verificar pontos e regiões de fragilidade da estrutura quando a mesma se encontra excitada em frequência natural. Com base nessas regiões é possível propor elementos capazes de enrijecer a estrutura e melhorar as propriedades de rigidez e amortecimento. As regiões críticas devem ser evitadas devido à possibilidade de ocorrer zonas de plastificação. Tornando possível em alguns casos o rompimento do elemento, ocasionado pela fadiga.

Durante os testes veiculares programados* para o veículo montado, serão realizadas mais análises sobre os parâmetros modais da estrutura com o intuito de checar as interferências providas dos componentes rotativos ou do perfil de terreno em que se desloca.

Análise modal utiliza toda a massa da estrutura e sua flexibilidade para encontrar vários períodos em que pode naturalmente entrar em ressonância, sendo um problema de vibração livre do tipo não amortecida. É necessário que a frequência natural da construção não coincida com a frequência de trabalho da estrutura e nem seja muito baixa, pois pode coincidir com a frequência de ressonância do corpo humano. A frequência natural é uma característica da estrutura que depende de propriedades de massa, material e geometria.



Figura 118. Frequências de ressonância do corpo humano (Fonte: www.4work.pt).

Frequência natural ou frequência de ressonância é a frequência de excitação em que a estrutura apresenta ganhos elevados de energia e consequentemente grandes amplitudes de vibração.

O modo de vibração é o comportamento da estrutura quando excitada na frequência natural imposta. A seguir são mostradas as equações utilizadas para resolução do problema unidimensional, comumente utilizado para fins didáticos. A equação de movimento abaixo se refere ao sistema com um grau de liberdade (1 GDL), sua demonstração é vista na figura.

$$M \cdot \frac{d^2}{dt^2} u + C \cdot \frac{d}{dt} u + K \cdot u = P(t) \quad (A.1)$$

*Testes veiculares programados – O veículo deverá ser submetido aos testes de desempenho, aceleração, desaceleração, tração, manobras de desvios e dentre outras, para que possa verificar se o mesmo encontra-se devidamente acertado para o uso.

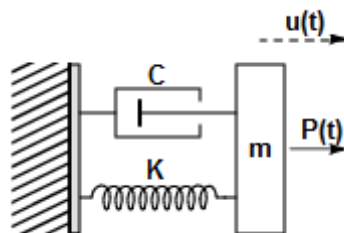


Figura 119. Esquemático de um sistema massa mola amortecido (Adaptado de: www.mspc.eng.br).

Como no caso modal não consideramos o coeficiente de amortecimento ($C=0$) e nem carregamentos aplicado ($P(t)=0$), temos em A.2 uma simplificação de A.1:

$$M \cdot \frac{d^2}{dt^2} u + K \cdot u = 0 \quad (\text{A.2})$$

A frequência natural (ω_n) pode ser encontrada com a seguinte fórmula:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{A.3})$$

Quando sujeitos as condições iniciais de deslocamento e velocidade pode-se obter as respostas de forma matricial. Utilizando o deslocamento na forma:

$$u = \hat{u} \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi) \quad (\text{A.4})$$

Substituindo na equação A.2 obteve:

$$-\omega^2 \cdot M \cdot \hat{u} \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi) + K \cdot \hat{u} \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi) = 0 \quad (\text{A.5})$$

$$\left[K - \omega^2 M \right] \cdot \hat{u} = 0 \quad (\text{A.6})$$

Que possui a seguinte resposta trivial:

$$\hat{u} = 0 \quad (\text{A.7})$$

Para as respostas não triviais utilizou-se da seguinte equação, que também é chamada de equação característica.

$$\left| K - \omega^2 M \right| = 0 \quad (\text{A.8})$$

Considerando um sistema com n -GDL (n graus de liberdade), as variáveis K e M da equação A.8 se apresentam como matrizes, descritas a partir de um conjunto de equações de movimento.

Por meio dos resultados obtidos nas raízes da equação característica são encontradas as n frequências naturais do problema. Dessa equação é possível obter as frequências naturais calculando os autovalores, e os modos de vibrações associados podem ser encontrados calculando os autovetores.

Para a realização da análise de forma computacional foi considerado a estrutura livre, os seis primeiros modos de vibrações encontrados são desconsiderados, pois são resultantes dos graus de liberdade da estrutura. Para cada frequência natural, obtém-se um modo de vibração. Realizando a simulação dessa análise pelo CATIA, foram geradas as respostas mostradas a seguir:

Tabela 18. Frequência natural para cada modo de vibração.

Número do modo	Frequência (Hz)
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0,001
6	0,001
7	66,594
8	68,947
9	77,050
10	82,414

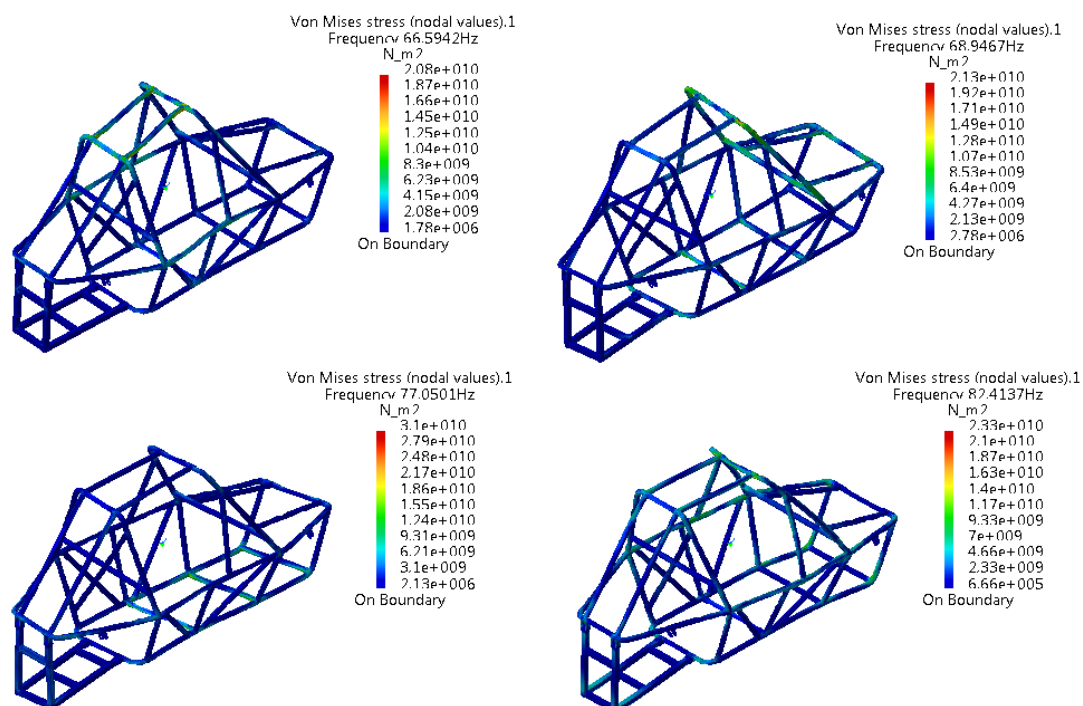


Figura 120. Modos de vibração das frequências mostradas (7º ao 10º modo).

Moura (2010) afirma que:

Uma forma de evitar que a estrutura trabalhe em sua frequência natural é alterando a massa ou a rigidez do sistema, através de mudanças na geometria, por exemplo, para deslocar as frequências naturais a valores mais elevados, longe das faixas de frequência nas quais o equipamento trabalha.

Dessa forma se por ventura algum componente trabalhe com frequências de mesma faixa das frequências naturais encontradas na estrutura, deve-se ser feitas alterações nas mesmas com o propósito de deslocar as frequências de ressonância.

3.4 ANÁLISE HARMÔNICA

De acordo com Singiresu (2008):

Diz-se que um sistema mecânico ou estrutural sofre vibração forçada sempre que energia externa é fornecida ao sistema durante vibração. A energia externa pode ser fornecida ao sistema por meio de uma força aplicada ou por uma excitação de deslocamento imposta. A natureza da força aplicada ou da excitação de deslocamento pode ser de natureza harmônica, não-harmônica mas periódica, não-periódica ou aleatória. A resposta de um sistema à excitação harmônica é denominada resposta harmônica.

Em outro momento ele afirma:

Sob uma excitação harmônica, a resposta do sistema também será harmônica. Se a frequência de excitação coincidir com a frequência natural do sistema, a resposta do sistema será muito grande. Essa condição, conhecida como ressonância, deve ser evitada, para impedir falha do sistema. A vibração produzida por uma máquina rotativa desbalanceada, as oscilações de uma chaminé alta provocadas por emissão de vórtices (redemoinhos) sob vento constante e o movimento vertical de um automóvel sobre a superfície senoidal de uma estrada são exemplos de vibração excitada harmonicamente.

A análise harmônica é utilizada para determinar a resposta de uma estrutura a cargas harmônicas variáveis no tempo fornecendo um gráfico de respostas em função da frequência.

Para realização dessa análise a estrutura foi engastada nos pontos de fixação das bandejas superiores e inferiores da suspensão. A aplicação das forças se deu nos pontos de fixação dos amortecedores, possuindo a mesma direção e sentido que as cargas providas do solo atuantes nos pontos de ancoragem do amortecedor.

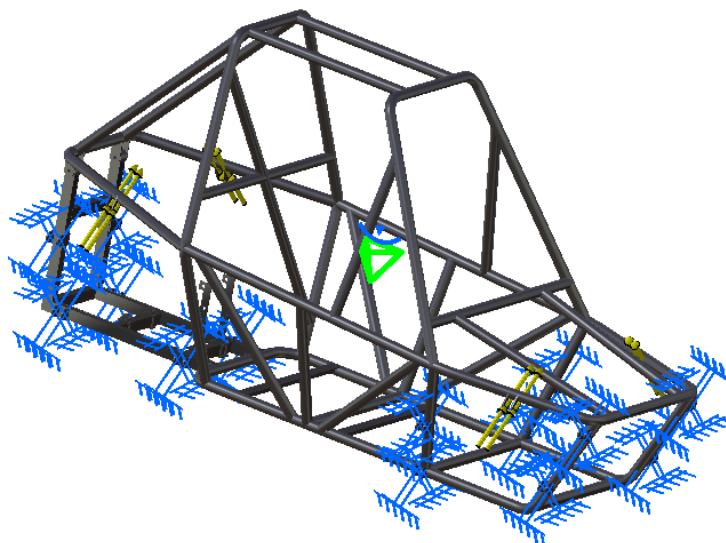


Figura 121. Fixação e aplicação de carregamento da estrutura para análise harmônica.

A modulação das análises harmônicas desse trabalho são ruídos brancos. O ruído branco é um tipo de ruído produzido pela combinação simultânea de todas as frequências. O adjetivo branco é utilizado para descrever este tipo de ruído em analogia ao funcionamento da luz branca, dado que esta é obtida por meio da combinação simultânea de todas as frequências cromáticas.

Por conter sons de todas as frequências, o ruído branco é frequentemente empregado para mascarar sons. Acredita-se ainda que o ruído branco quando ouvido em volume baixo seja relaxante e por isso ele costuma ser utilizado em consultórios dentários e clínicas de psicologia para acalmar os pacientes.

No contexto da análise esse ruído provoca uma modulação unitária no domínio da frequência, que possui todas as frequências quando feita a transformação do domínio da frequência para o domínio do tempo.

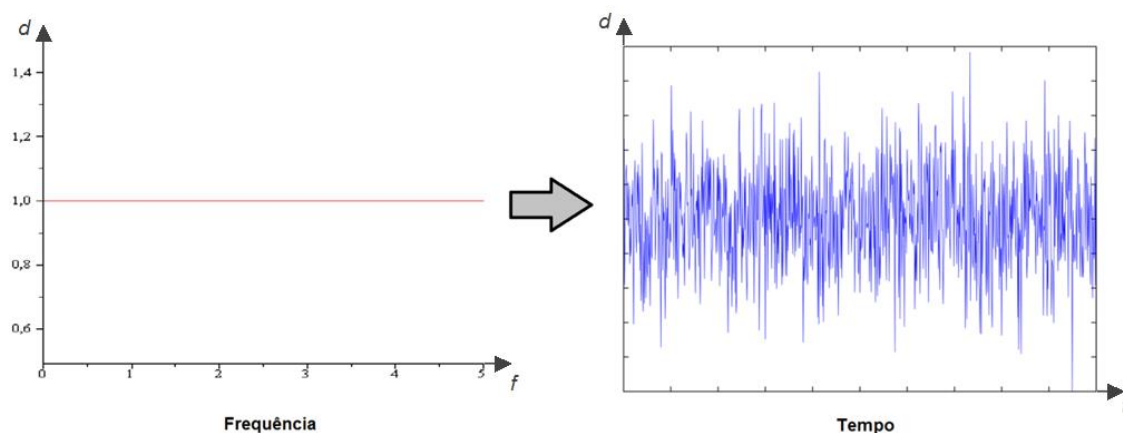


Figura 122. Representação do ruído branco no domínio do tempo e da frequência.

Gerando as respostas da análise harmônica para vários pontos da estrutura percebeu-se que as frequências em que a amplitude era máxima se encontram presentes sempre próximos dos mesmos valores de frequência, como mostrado na figura a seguir. Todos os gráficos mostrados a seguir foram obtidos pelo CATIA após a execução da análise.

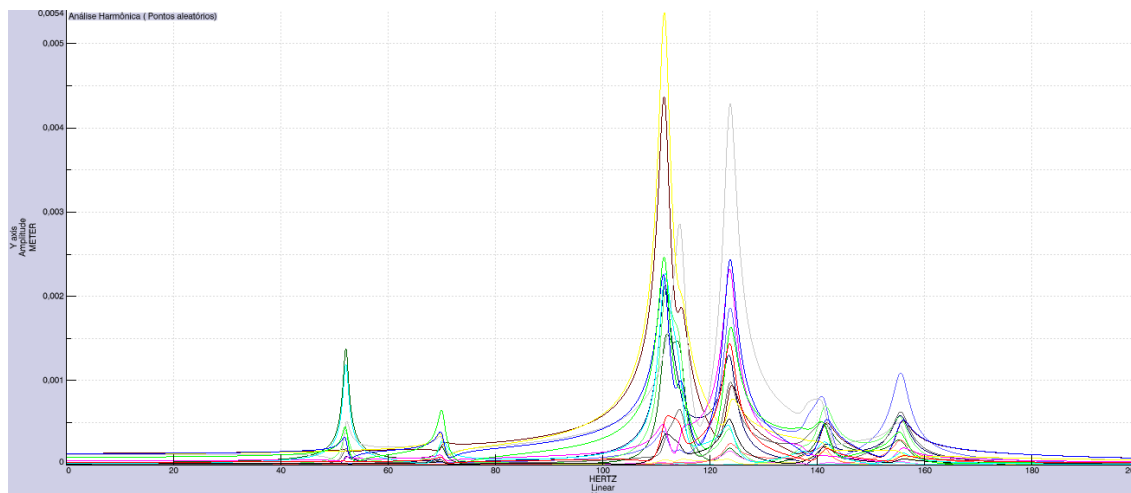


Figura 123. Gráfico da amplitude em função da frequência para vários pontos da estrutura.

Portanto foi escolhido um ponto no qual aparentemente possuía maiores tensões de *Von Mises*. Nas imagens a seguir as linhas são referentes aos seguintes eixos: linha vermelha representa os deslocamentos em relação ao eixo X; a verde ao eixo Y e a azul ao eixo Z.

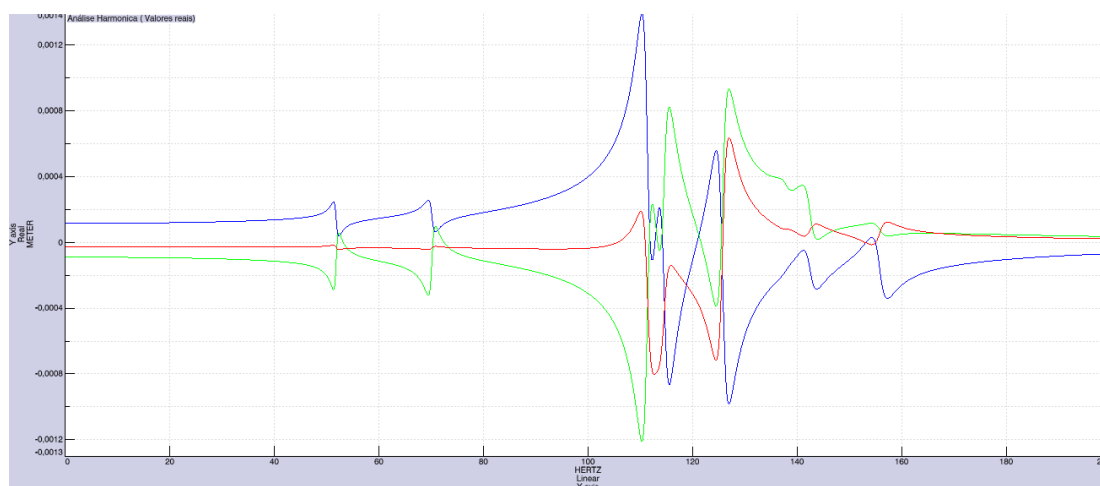


Figura 124. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta real.

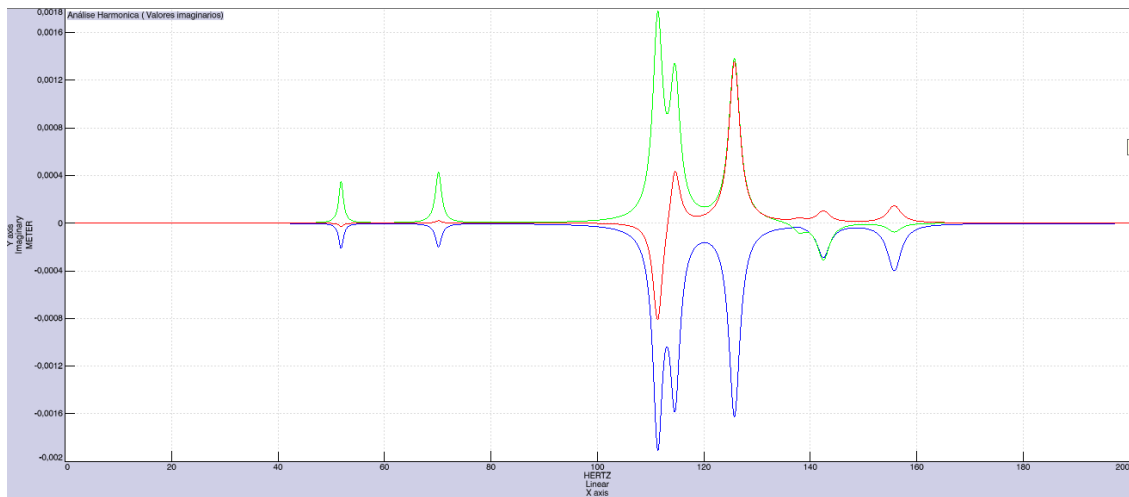


Figura 125. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta imaginária.

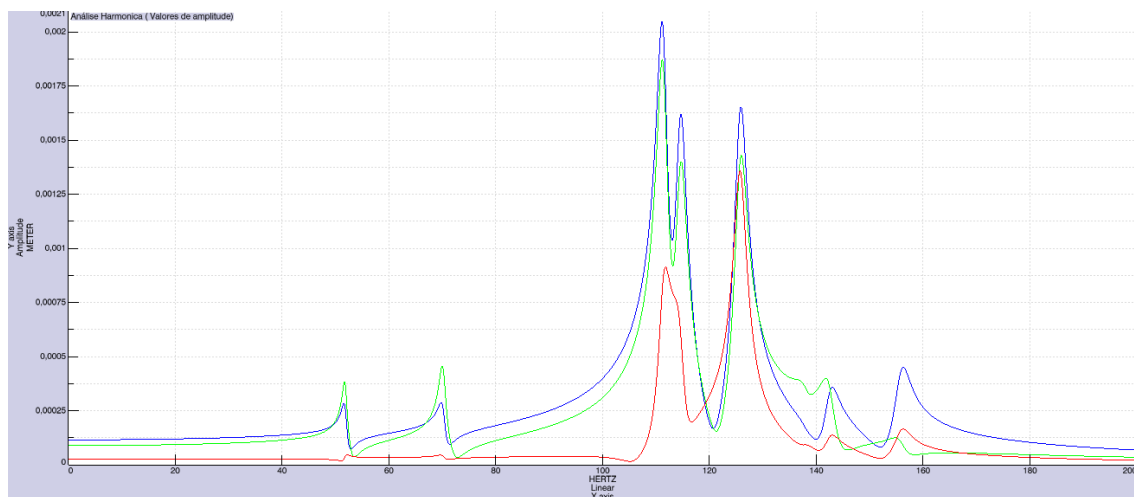


Figura 126. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta em amplitude.

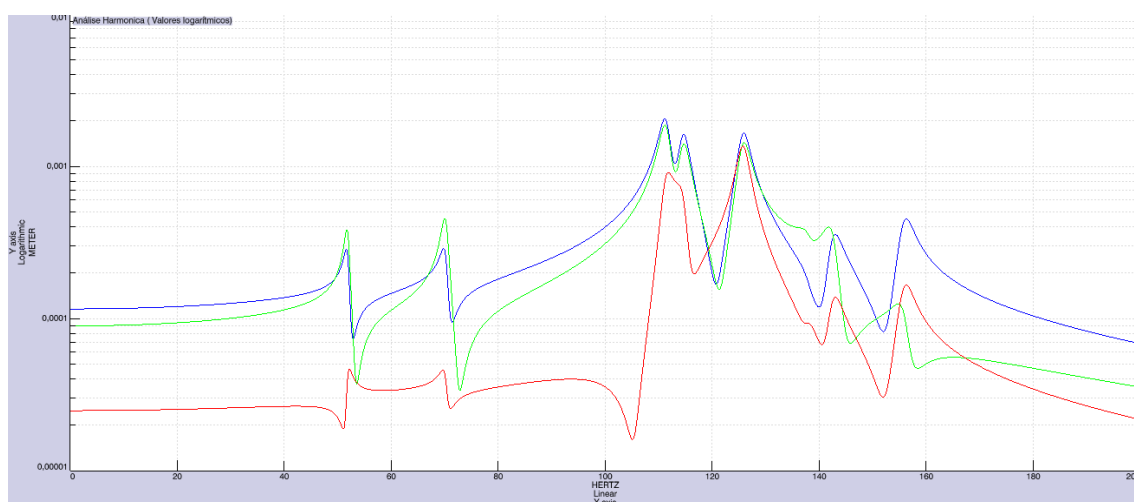


Figura 127. Análise harmônica da estrutura utilizando resposta logarítmica.

Analisando os gráficos nota-se que os picos de resposta estão nos seguintes valores aproximados de frequência: 51,7 Hz; 70 Hz; 111,2 Hz; 114,7

Hz; 125,9 Hz;143 Hz. Para observar as tensões e deformações máximas geradas foi feita a análise de tensões principais de *Von Mises* e *Translacional displacement* para as quatro primeiras frequências de pico.

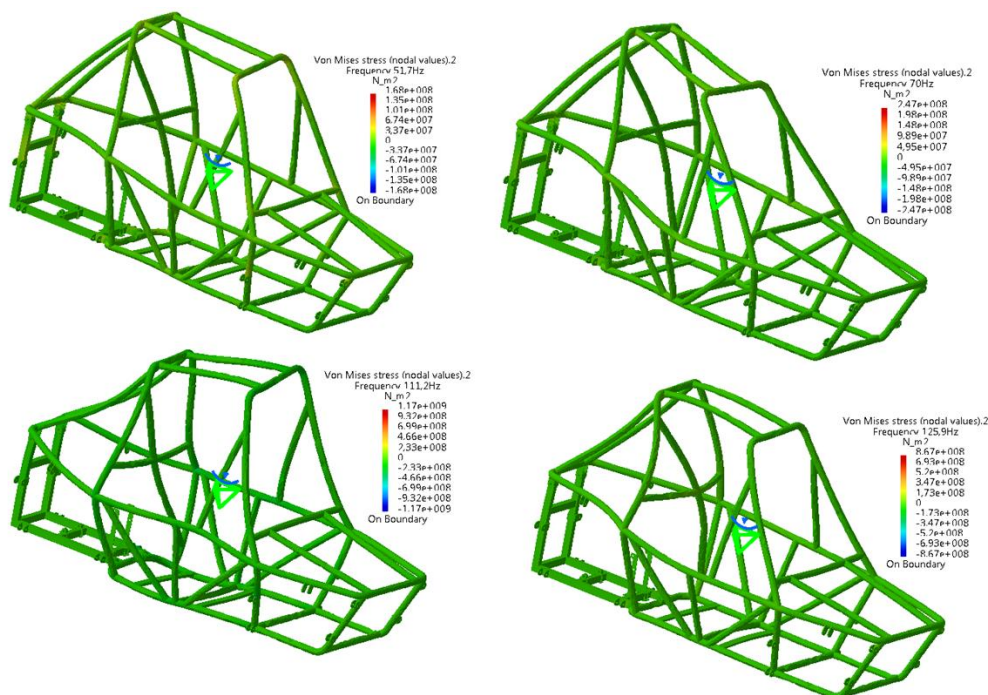


Figura 128. Tensão de *Von Mises* para a análise harmônica da estrutura.

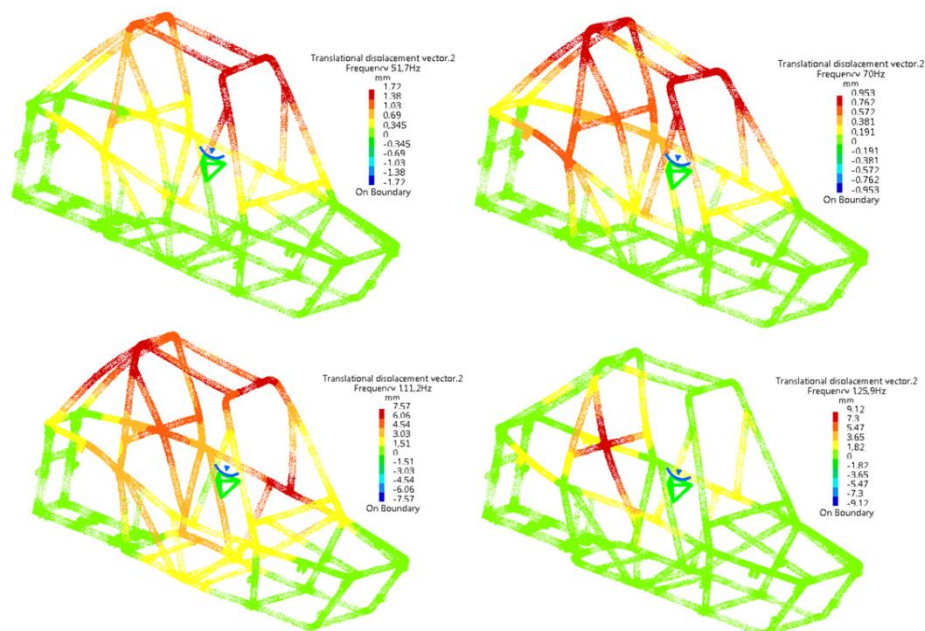


Figura 129. Deslocamento realizado para a análise harmônica da estrutura.

3.5 ANÁLISE TRANSIENTE

A análise transiente é utilizada para determinar a resposta de uma estrutura a cargas variáveis no tempo. Por motivos de similaridade, as fixações e distribuição de cargas para essa análise são as mesmas utilizadas na análise harmônica.

Para definir a carga variante no tempo foi utilizada uma modulação senoidal, que aplicada à carga imposta nos pontos de fixação dos amortecedores simula um perfil de terreno. Para situação crítica foi utilizada as frequências encontradas na análise harmônica.

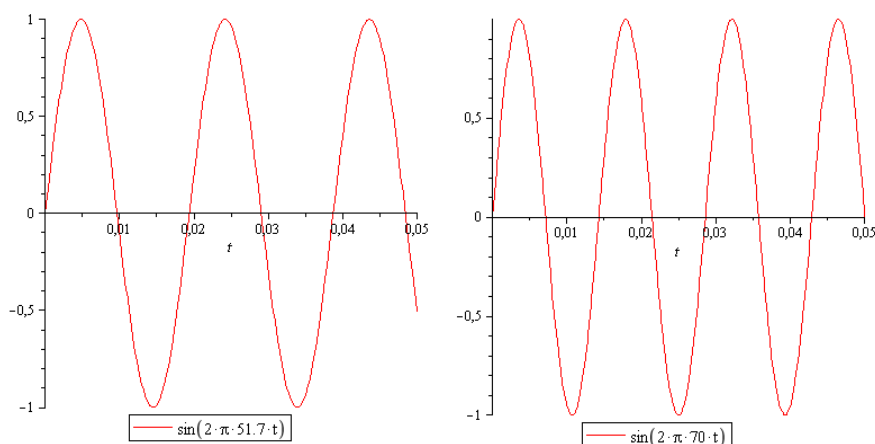


Figura 130. Modulações utilizadas para a análise transiente.

O tempo definido para a simulação foi de dez segundos, sendo que nos cinco primeiros segundos temos a aplicação da modulação, dos cinco aos dez segundos o valor é nulo.

Para a frequência de 51,7 Hz obteve-se as seguintes respostas:

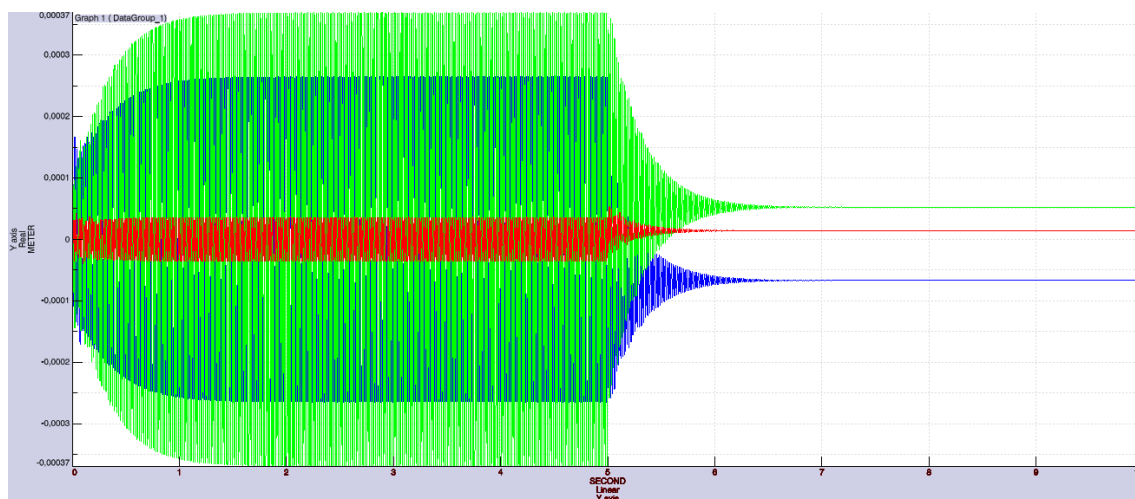


Figura 131. Gráfico da análise transiente para frequência de 51,7 Hz.

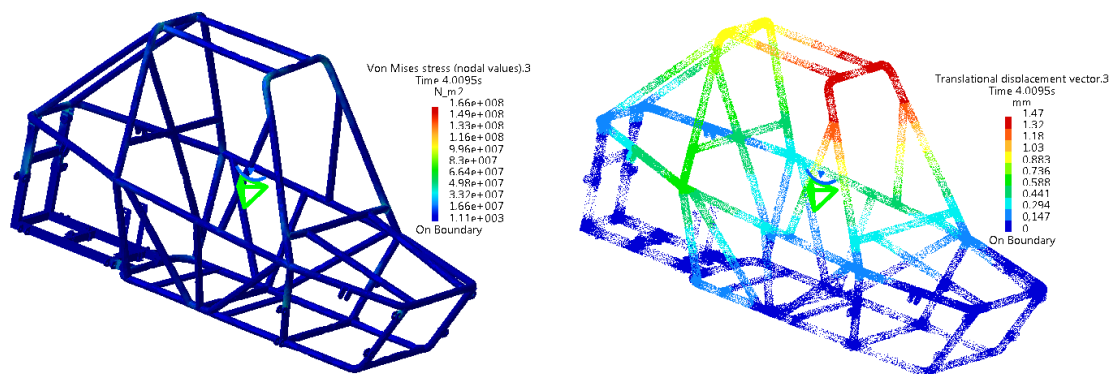


Figura 132. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para análise transiente no tempo 4,0095s.

Para frequência de 70 Hz:

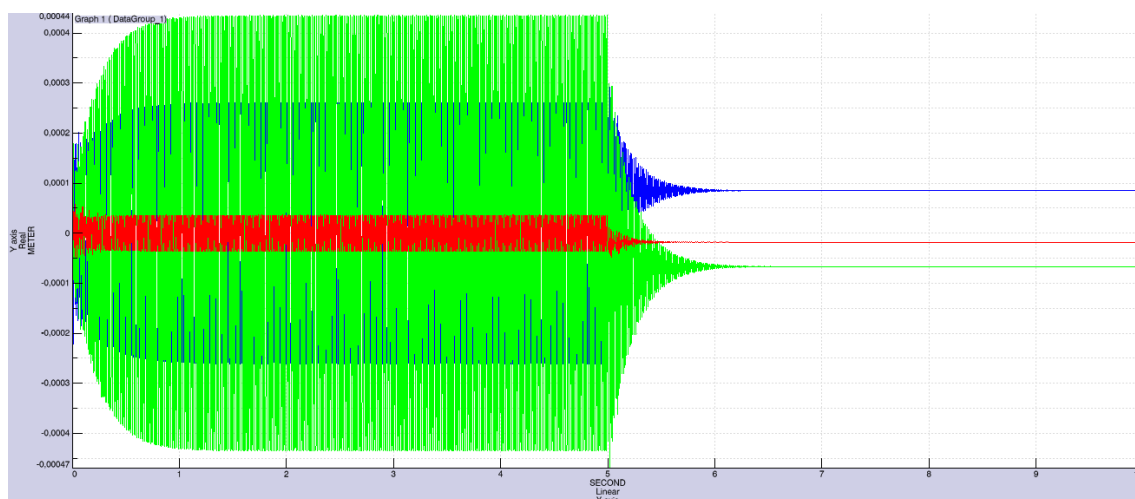


Figura 133. Gráfico da análise transiente para frequência de 70 Hz.

Escolhendo um valor de pico de deslocamento observou-se os seguintes valores de tensão e deslocamento máximo: 224 MPa e 0,778 mm.

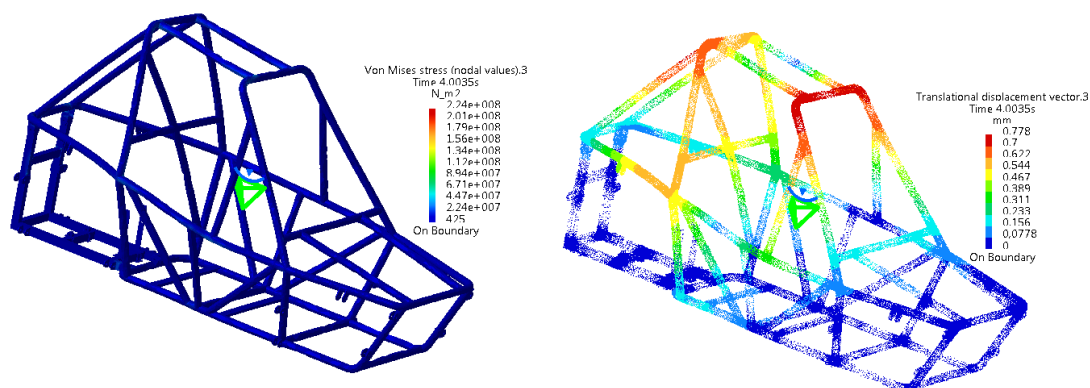


Figura 134. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para análise transiente no tempo 4,0035s.

3.6 ANÁLISES DE COLISÕES

Para realização dessas análises foi utilizado de algumas informações do material e do veículo. Como estamos utilizando um aço 1020 tem-se que sua tensão de escoamento é da ordem de 210 MPa e que o peso do veículo totalmente carregado é por volta 4320 N.

O objetivo dessas análises é verificar qual a carga máxima e deflexão máxima que a estrutura estará submetida quando a mesma sofrer uma colisão frontal, lateral e vertical sem ultrapassar o regime elástico. Após obter essas informações é possível estimar a velocidade máxima de colisão para cada caso. Para encontrar esses valores foi necessário obter o fator de impacto.

De acordo com o livro de resistência dos materiais, capítulo sobre métodos de energia, é descrito que o fator de impacto representa a ampliação de uma carga estaticamente aplicada, de modo que ela possa ser tratada dinamicamente. Esse fator pode ser calculado para qualquer elemento estrutural que tenha uma relação linear entre carga e deflexão.

$$\sigma_{\max} = \eta \cdot \sigma_{\text{est}} \quad (\text{A.9})$$

$$\Delta_{\max} = \eta \cdot \Delta_{\text{est}} \quad (\text{A.10})$$

$$P_{\max} = \eta \cdot P_{\text{veículo}} \quad (\text{A.11})$$

$$\eta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{est}}} = \frac{\sigma_{\text{escoamento}}}{\sigma_{\text{estática}}} \quad (\text{A.12})$$

Para calcular o fator de impacto primeiramente teve que ser aplicado um carregamento com o peso do veículo sobre as barras da estrutura que entra em contato primeiro na colisão, calculando as respostas obteve-se a tensão estática de *Von Mises* e deflexão estática. Sabendo a tensão de escoamento do material foi possível encontrar o fator de impacto dividindo a tensão de escoamento pela tensão estática.

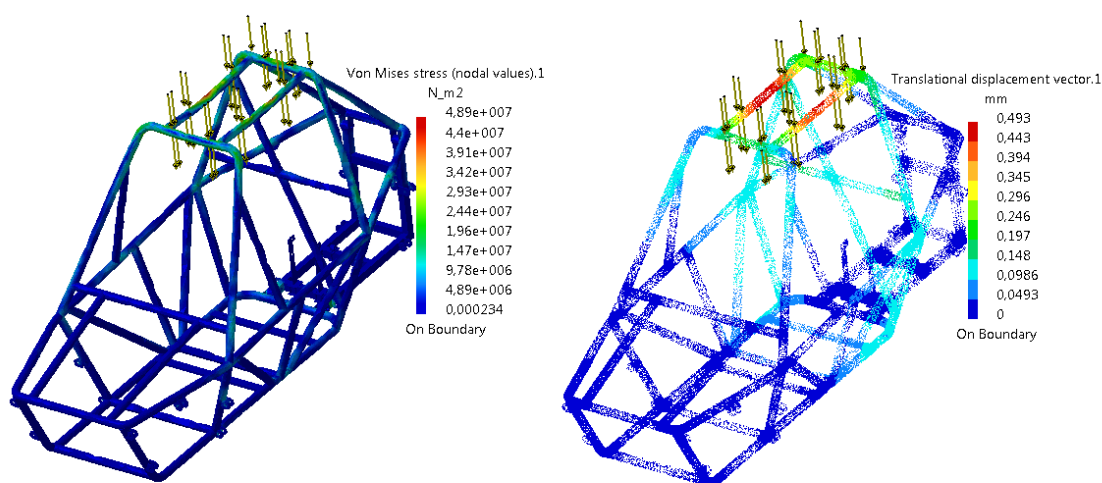


Figura 135. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para caso vertical com carga estática.

$$\eta_v = \frac{210 \text{ MPa}}{48,9 \text{ MPa}} = 4,29 \quad (\text{A.13})$$

$$P_{\text{máxv}} = 4,29 \cdot 4320 \text{ N} = 18.532,8 \text{ N} \quad (\text{A.14})$$

$$\Delta m_{\text{áxv}} = 4,29 \cdot 0,493 \text{ mm} = 2,115 \text{ mm} \quad (\text{A.15})$$

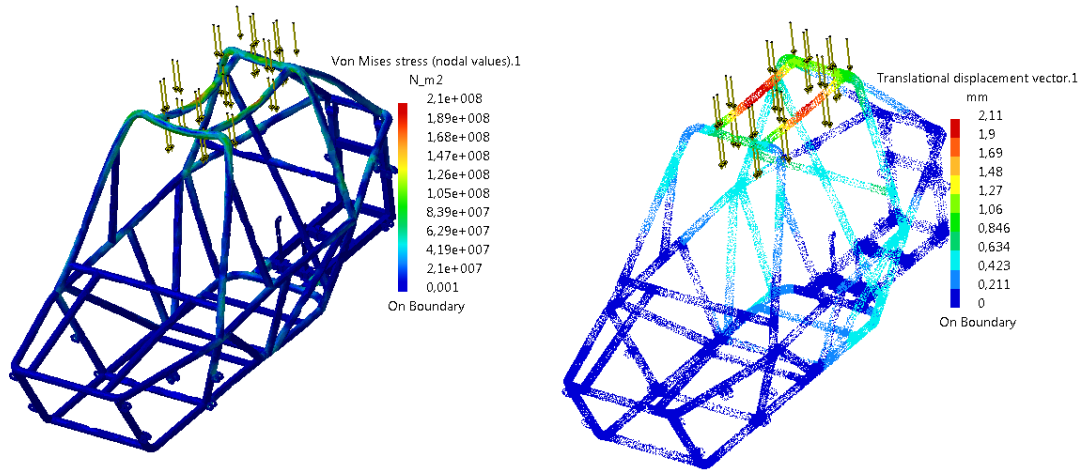


Figura 136. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para caso vertical com carga máxima.

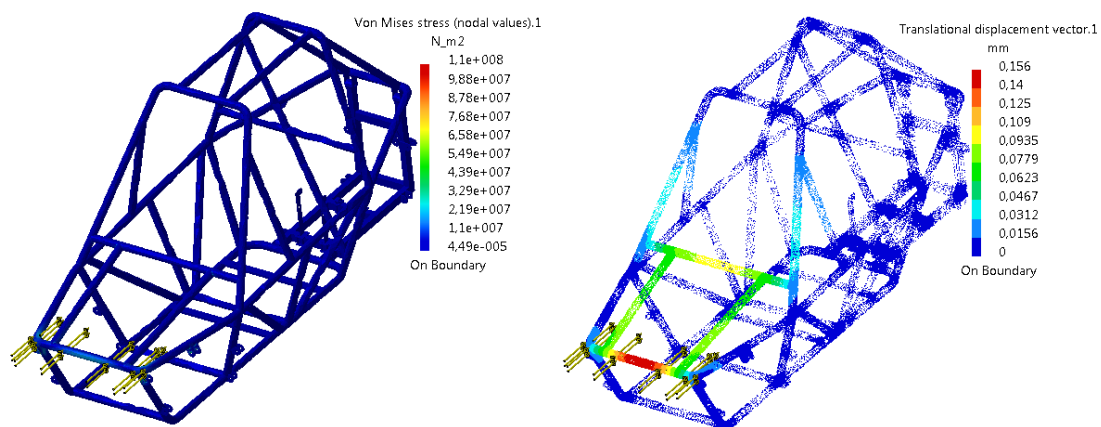


Figura 137. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para caso longitudinal com carga estática.

Nota que ao fazer a análise com carga estática no caso longitudinal, as tensões máximas deparavam-se nos apoios e poderia ser desprezadas. A tensão máxima que realmente se encontra na região de impacto é na faixa de 32,9 MPa.

$$\eta_L = \frac{210 \text{ MPa}}{32,9 \text{ MPa}} = 6,38 \quad (\text{A.16})$$

$$P_{\text{máxL}} = 6,38 \cdot 4320 \text{ N} = 27.574,47 \text{ N} \quad (\text{A.17})$$

$$\Delta m_{\text{áxL}} = 6,38 \cdot 0,156 \text{ mm} = 0,995 \text{ mm} \quad (\text{A.18})$$

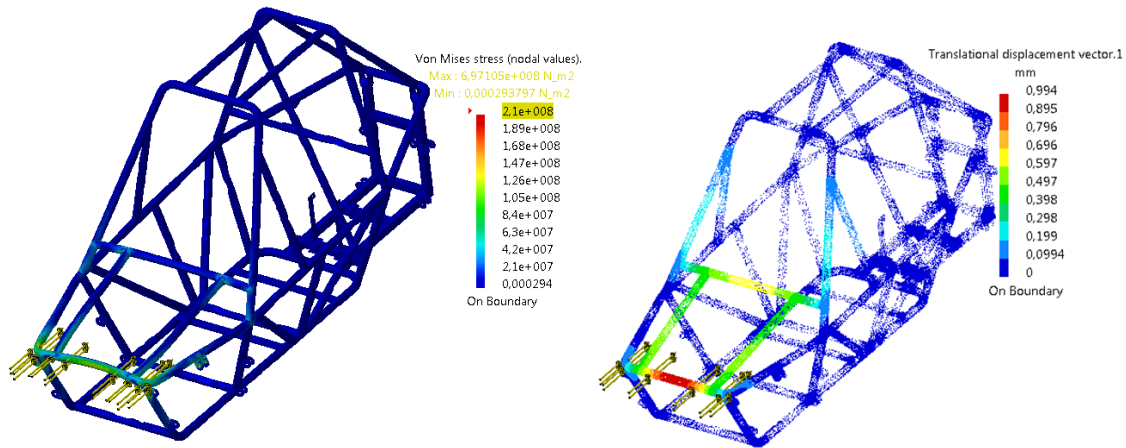


Figura 138. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para caso longitudinal com carga máxima.

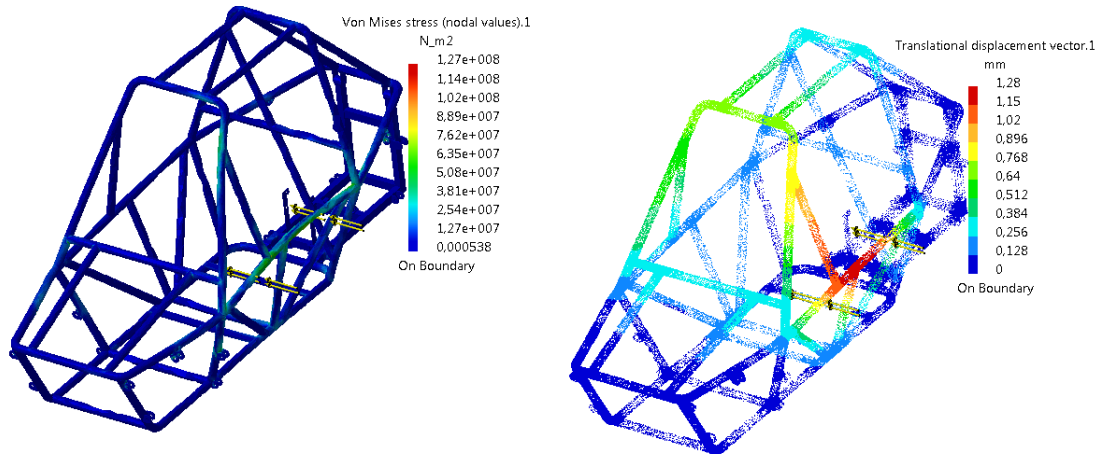


Figura 139. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para caso transversal com carga estática.

No caso transversal verificou-se o mesmo problema que no longitudinal e foi observado que a tensão máxima na região de atuação da colisão é de 76,2 MPa.

$$\eta_T = \frac{210 \text{ MPa}}{76,2 \text{ MPa}} = 2,75 \quad (\text{A.19})$$

$$P_{m\text{áxT}} = 2,75 \cdot 4320 \text{ N} = 11.880 \text{ N} \quad (\text{A.20})$$

$$\Delta m_{\text{áxT}} = 2,75 \cdot 1,28 \text{ mm} = 3,52 \text{ mm} \quad (\text{A.21})$$

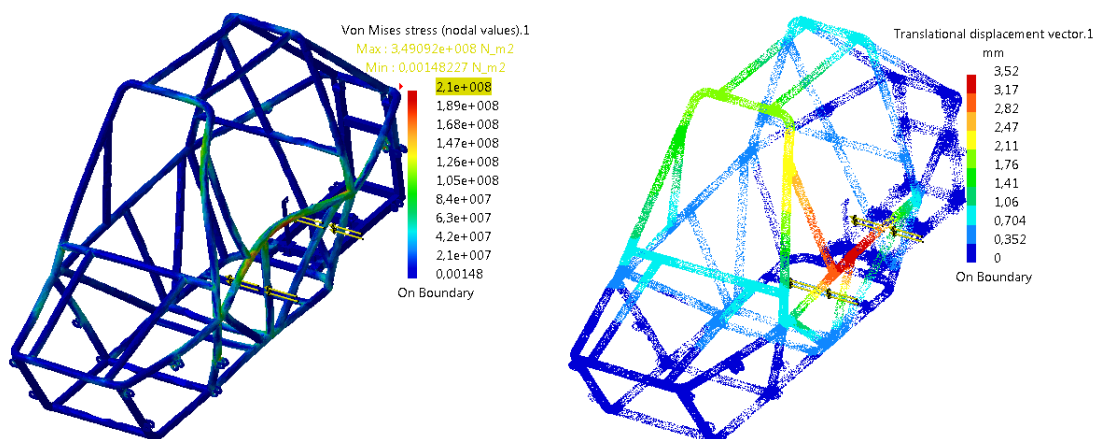


Figura 140. Tensões de *Von Mises* e deslocamento para caso transversal com carga máxima.

Para calcular a velocidade máxima de impacto sem que haja deformação da estrutura utiliza-se do conceito de conservação da energia mecânica. Para tanto vamos considerar que quando o veículo está em movimento existe somente energia cinética e quando na colisão toda essa energia é transformada em energia potencial. Portanto pode-se obter a seguinte equação:

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = \eta \cdot m \cdot g \cdot h \quad (\text{A.22})$$

Sabendo que m é a massa do veículo (432 Kg). O termo η vezes m vezes g pode ser substituído por $P_{\text{máx}}$ e a distância de drop do veículo h (distância do corpo a um referencial de atração gravitacional, solo) foi definida como unitária, lembrando que esse deslocamento é em metros. Simplificando a equação encontra-se uma forma de calcular a velocidade em m/s:

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = P_{\text{máx}} \cdot 1 \text{ m} \quad (\text{A.23})$$

$$v^2 = \frac{2 \cdot P_{\text{máx}}}{m} \quad (\text{A.24})$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{máx}}}{m}} = \sqrt{\frac{P_{\text{máx}}}{216}} \quad (\text{A.25})$$

Substituindo os valores obtidos obteve as seguintes velocidades:

$$v_{\text{máxv}} = \sqrt{\frac{18.532,8}{216}} = 9,26 \text{ m/s} = 33,34 \text{ Km/h} \quad (\text{A.26})$$

$$v_{\text{máxL}} = \sqrt{\frac{27.574,47}{216}} = 11,30 \text{ m/s} = 40,68 \text{ Km/h} \quad (\text{A.27})$$

$$v_{máxT} = \sqrt{\frac{11.880}{216}} = 7,42 \text{ m/s} = 26,71 \text{ Km/h} \quad (\text{A.28})$$

Os resultados obtidos foram:

Tabela 19. Resultado da análise de colisões.

Caso	Deflexão máxima [mm]	Força máxima [N]	Fator de impacto	Velocidade máxima [Km/h]
Longitudinal	0,995	27.574,47	6,38	40,68
Transversal	3,52	11.880,00	2,75	26,71
Vertical	2,115	18.532,80	4,29	33,34

3.6.1 Análise de risco em colisão frontal

Para verificar as chances do motor e do banco se desprender da estrutura, foi realizada uma análise transiente simulando uma colisão frontal, no qual engastou a barra frontal do veículo e aplicou um carregamento longitudinal com o peso do motor sobre os locais onde fica fixado, fazendo o mesmo com os locais onde fica parafusado o banco. O carregamento imposto nesta região é a soma do peso do banco, do trilho e do motorista.

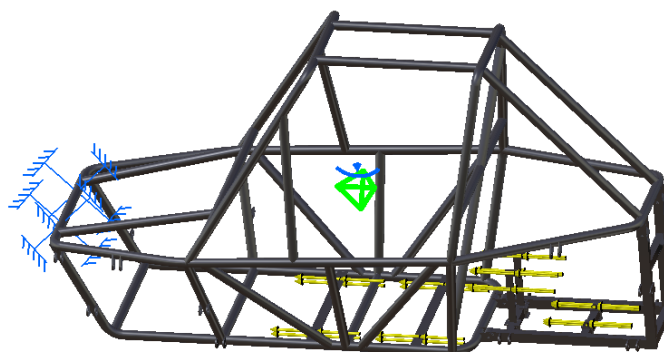


Figura 141. Aplicação de restrição e carregamento para a análise de impacto frontal.

Para a realização da análise dinâmica desse caso foi inserida uma modulação do tipo degrau, onde de zero a um segundo possui uma resposta zero, de um a cinco segundos possui resposta unitária e de cinco a dez segundos possui resposta zero. A função degrau foi utilizada para realização de uma mudança abrupta de carregamento a fim de simular uma carga de impacto mais próximo o possível da maneira que ocorre em situação real.

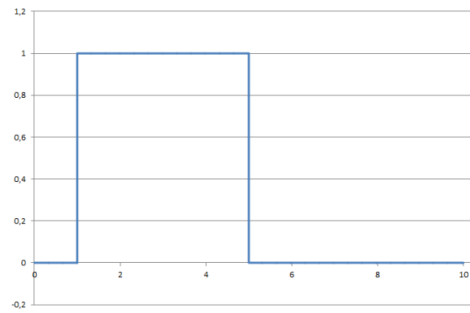


Figura 142. Modulação para o caso estudado.

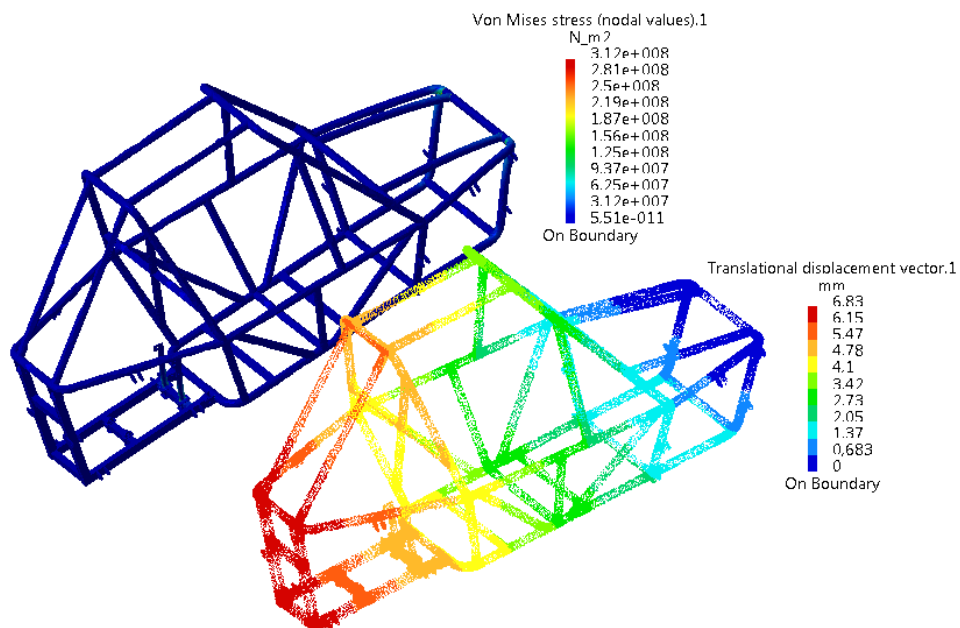


Figura 143. Tensões e deslocamentos da estrutura com aplicação de força na forma estática.

Do qual obtive a seguinte resposta:

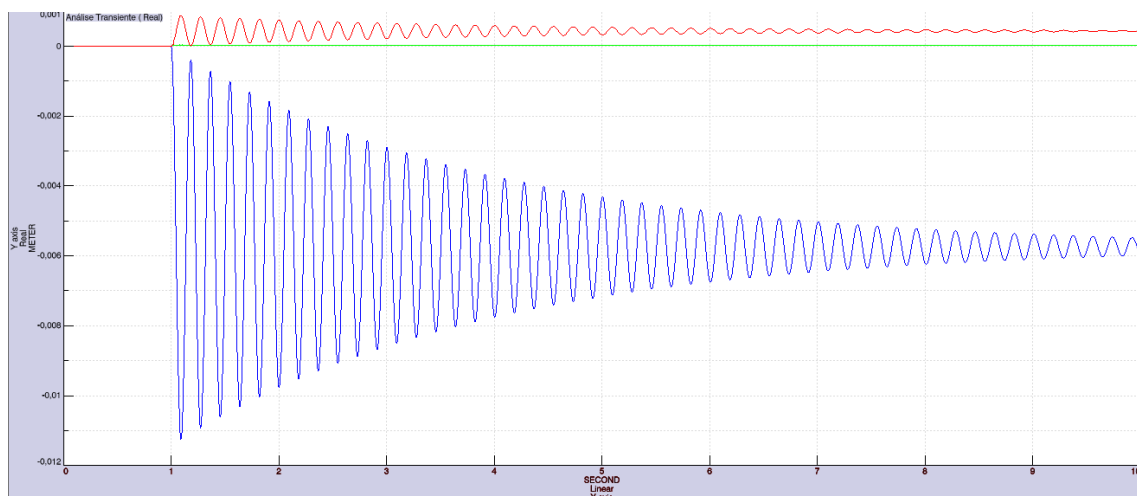


Figura 144. Análise transiente para o caso de colisão frontal.

Nota-se que no momento do impacto os deslocamentos gerados possuem valores elevados, mas logo depois a estrutura amortece o impacto até parar os deslocamentos.

Extraindo o pico mais elevado do gráfico observa-se que ele ocorre em 1,0925 segundos, extraindo o pico logo após os cinco segundos ocorre em 5,098 segundo. Gerando as análises de tensão e deslocamento para os dois casos obteve os seguintes resultados.

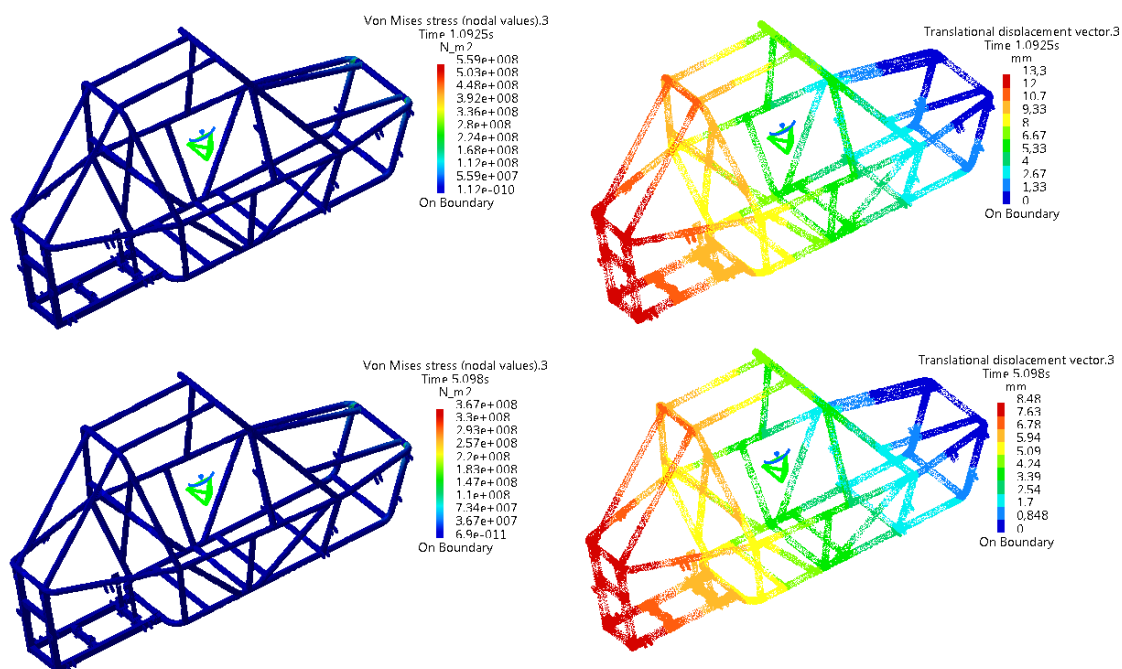


Figura 145. Tensões e deslocamentos para análise transiente colisão frontal.

A partir dessa análise observou-se que o motor e o banco não possui o risco de desprender da estrutura e ocasionar situações de riscos para o motorista. Nota-se dos resultados que as tensões na área de interesses fica por volta de 70 MPa, bem abaixo da tensão de escoamento.

3.7 ANÁLISES DO POWERTRAIN

Neste tópico será analisado os componentes do *powertrain*.

3.7.1 Análise do suporte da coroa

O primeiro componente a ser analisado é o suporte da coroa. Nessa análise a parte interna do suporte foi engastada (simular caso em que as rodas estão travadas ou em repouso) e a aplicação das forças foi colocada nos locais onde a coroa é fixada, essa força foi baseada no torque máximo do motor.

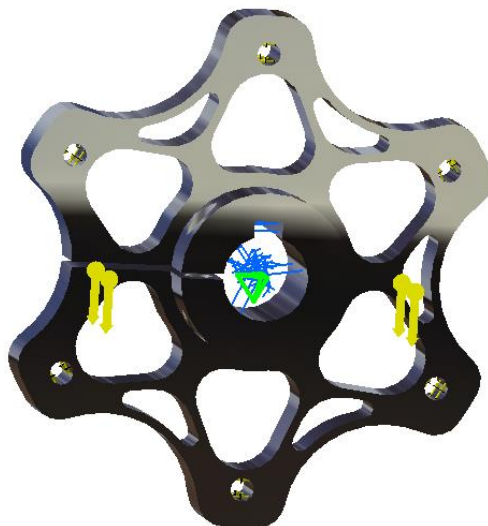


Figura 146. Aplicação de restrição e carregamento para a análise do suporte da coroa.

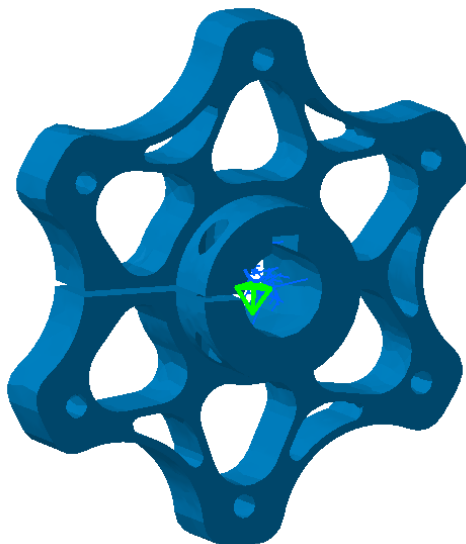


Figura 147. Malha de elementos finitos do suporte da coroa.

Tabela 20. Dados da malha de elementos finitos do suporte da coroa.

Dado	Valor
Tamanho padrão do elemento	11,2 mm
Tipo de elemento	Parabólico
Erro atual	13,7 %

Realizando a simulação dos resultados foi obtido os seguintes valores de tensões de *Von Mises*.

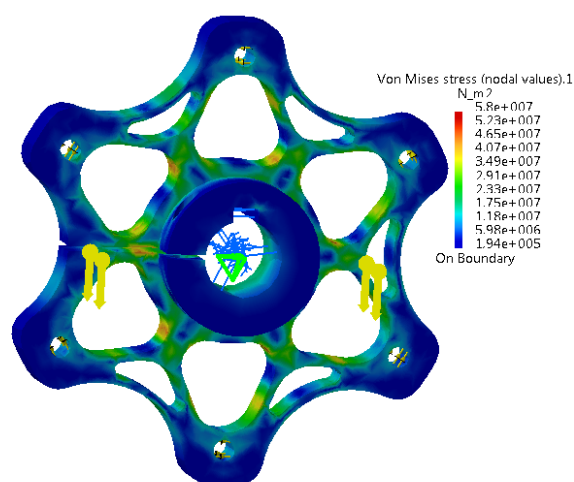


Figura 148. Tensão de *Von Mises* para o suporte da coroa.

Analisando os deslocamentos obtive os seguintes resultados:

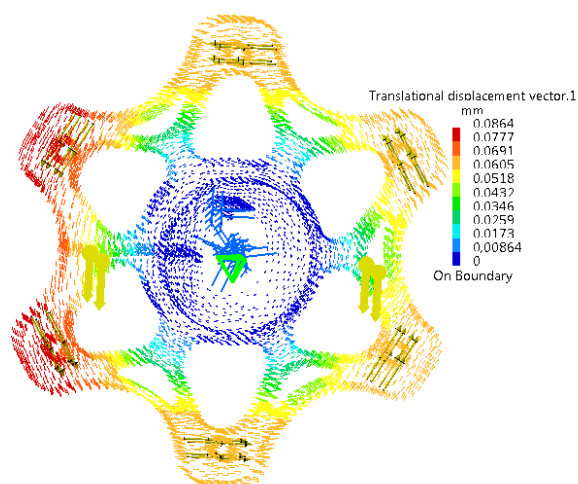


Figura 149. Vetores de deslocamento para o suporte da coroa.

Fazendo a análise das tensões principais pode-se verificar onde se encontra a concentração de tensões na peça.

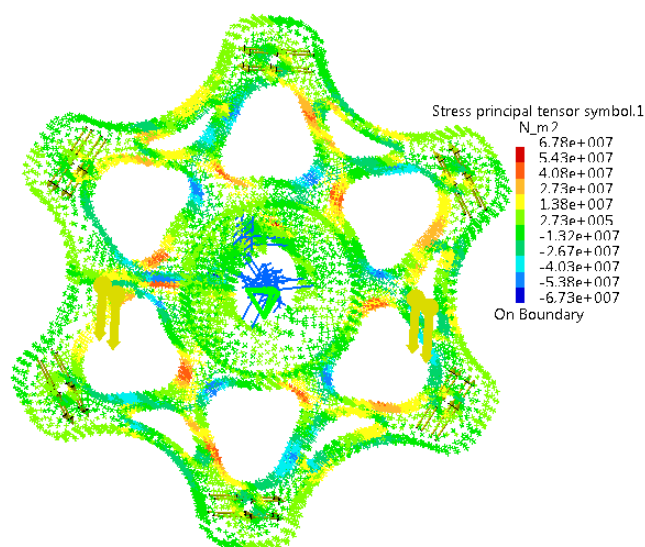


Figura 150. Tensões principais para o suporte da coroa.

Pela propriedade do material e resultados obtidos conclui-se que a peça estudada consegue aguentar os carregamentos ao qual será submetida. O material utilizado nessa peça é o alumínio aeronáutico 7075 T6 que possui tensão de escoamento superior a 400 MPa.

3.7.2 Análise do eixo de tração

A próxima análise do *powertrain* a ser estudada é uma análise de conjunto, onde o suporte da coroa é ligado ao eixo de tração. Nessa análise será observado o comportamento do suporte da coroa e do suporte do disco traseiro quando estes estão submetidos há uma situação crítica, onde ocorre o travamento do eixo e atuação de forças tanto na coroa quanto no disco de freio. Na figura a seguir são mostrados os locais onde foram aplicadas as restrições, cargas e conexões entre as peças.

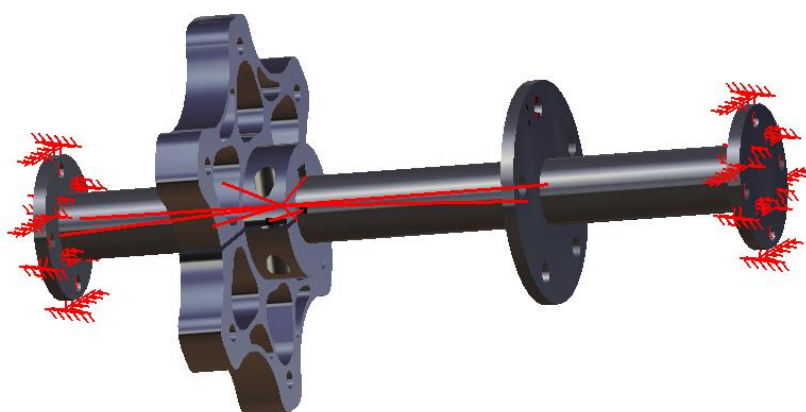


Figura 151. Aplicação de restrição e carregamento para a análise do eixo de tração.

Como estamos trabalhando com uma análise de conjunto cada componente possui sua malha, o erro total foi possível obter de todos os

componentes e possui valor de 7,2 %, já para o tamanho do elemento observou os seguintes para cada componente: 41,2 mm para os braços; 9,1 mm para manga traseira; 10 mm para a mola e 20,3 mm para o amortecedor. Todas as malhas possui o mesmo tipo de elemento: parabólico.

Gerando as tensões de *Von Mises* obteve os seguintes resultados.

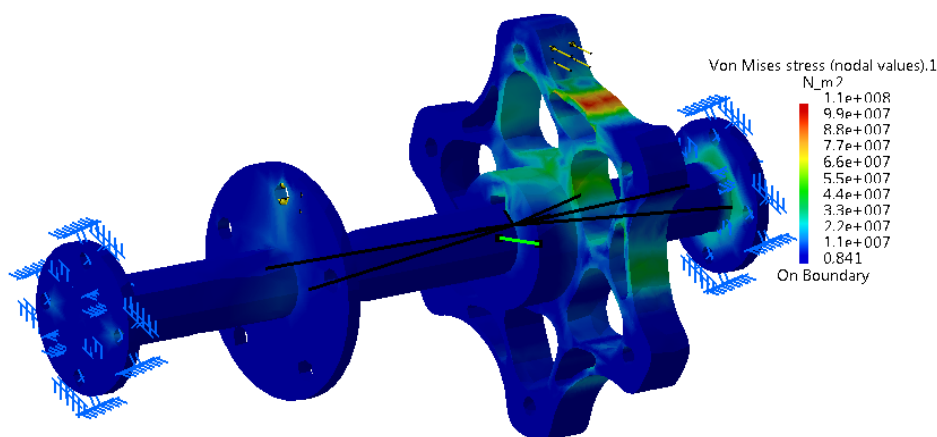


Figura 152. Tensão de *Von Mises* para o eixo de tração.

Fazendo a análise de vetores de deslocamento a seguinte resposta foi encontrada.

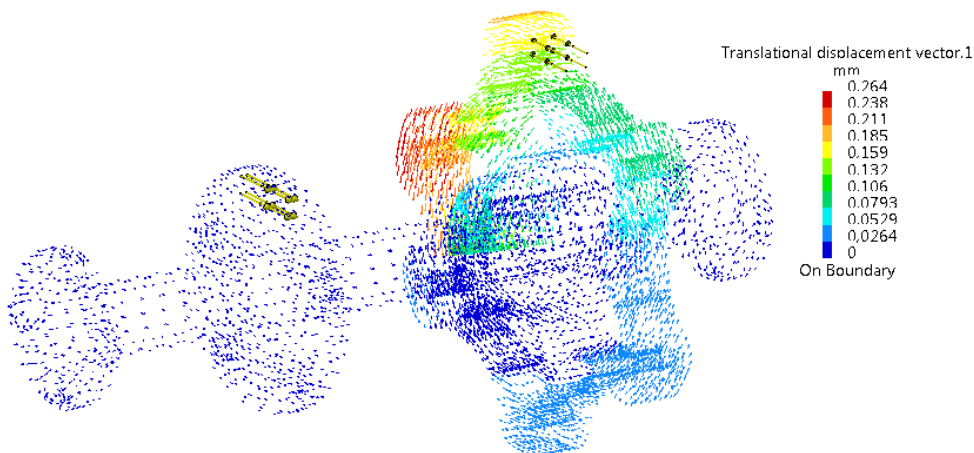


Figura 153. Vetores de deslocamento para o eixo de tração.

3.8 ANÁLISES DA SUSPENSÃO

Nas análises de suspensão vamos observar o comportamento da suspensão traseira. Primeiramente serão obtidos os resultados da manga traseira e mola. Depois uma análise de conjunto será analisada, o qual representa o comportamento da suspensão traseira de forma simplificada, os componentes utilizados serão: manga traseira; braço superior e inferior traseiro; amortecedor e mola.

3.8.1 Análise manga traseira

A primeira análise a ser realizada é da manga traseira. Nesta peça as restrições e cargas estão aplicadas conforme ilustrado.

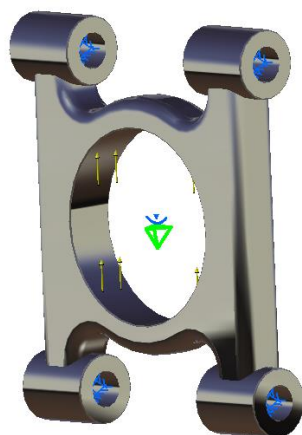


Figura 154. Aplicação de restrição e carregamento para a análise da manga traseira.

Gerando a seguinte malha de elemento finitos:

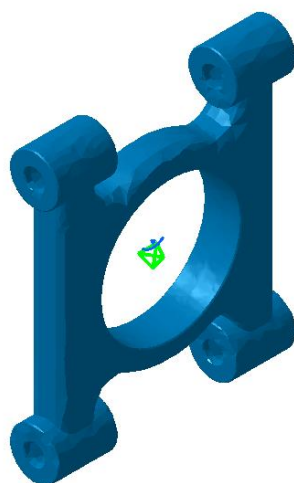


Figura 155. Malha de elementos finitos para manga traseira.

Tabela 21. Dados da malha de elementos finitos da manga traseira.

Dado	Valor
Tamanho padrão do elemento	9,1 mm
Tipo de elemento	Parabólico
Erro atual	13,2 %

Deste caso obtiveram-se as seguintes respostas:

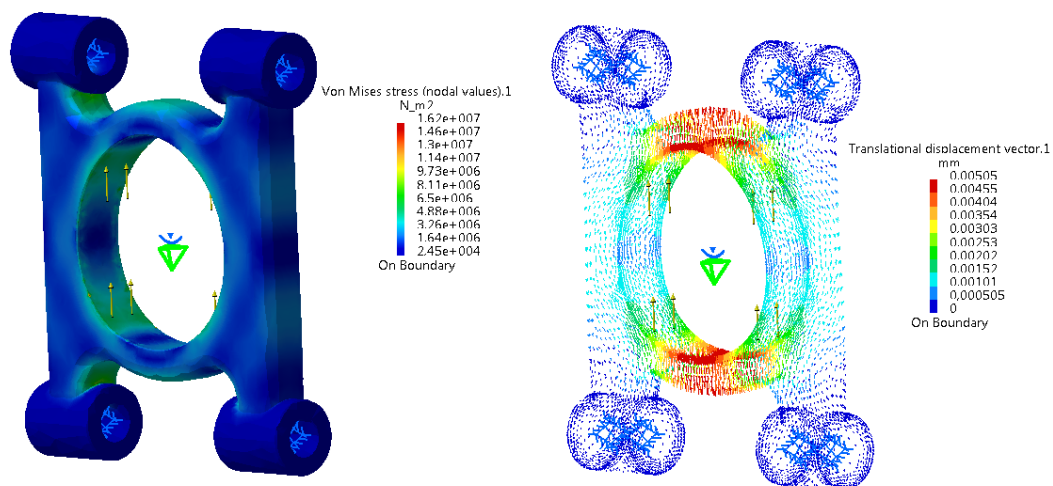


Figura 156. *Von Mises* e vetor deslocamento para aplicação de carga do rolamento na vertical.

Para observar outros comportamentos da peça, foi realizado engastes no local onde fica o rolamento e a aplicação da carga se deu na região onde passa o eixo que prende os braços na manga.

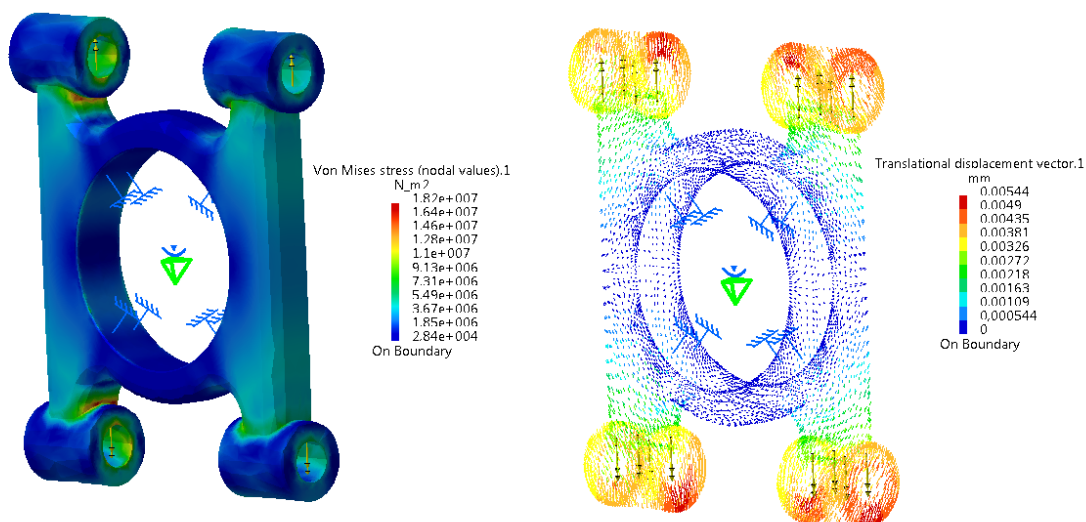


Figura 157. Tensões de *Von Mises* e vetor deslocamento para aplicação de cargas nos eixos (sentido vertical).

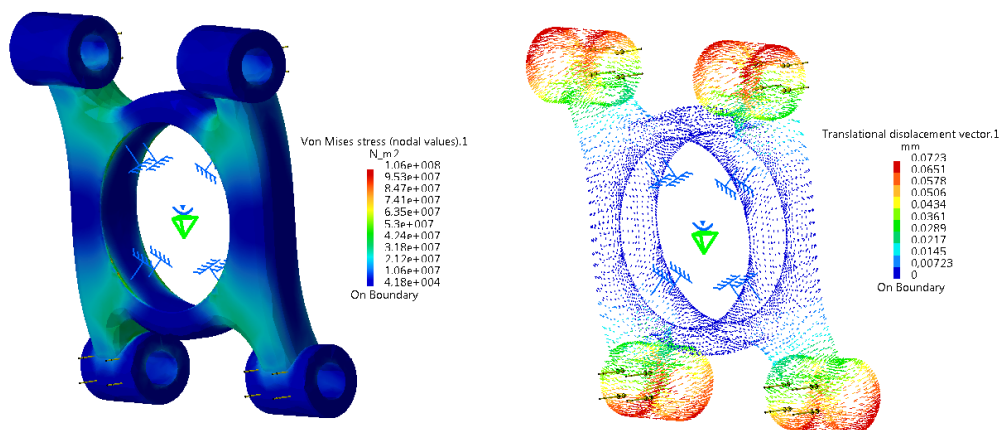


Figura 158. Tensões de *Von Mises* e vetor deslocamento para aplicação de cargas nos eixos (sentido longitudinal).

O material utilizado para fabricar essa peça foi o alumínio aeronáutico 7075 T6 que possui tensão de escoamento superior a 400 MPa. Portanto conclui-se que essa peça não ultrapassa o regime elástico nas condições de trabalho que foi submetida a ela.

3.8.2 Análise da mola

Nessa análise foi utilizado de aço comum para confecção da mola, pois não sabe ao certo de que material é feito a mola adquirida, provavelmente a rigidez encontrada seja inferior ao que realmente temos na peça real.

Fazendo a análise da mola utilizada no veículo pode-se obter sua constante elástica k por meio da equação a seguir:

$$F_{el} = k \cdot x \quad (A.29)$$

Onde F_{el} é a força elástica, k é a constante elástica e x é o deslocamento. Isolando k obteve-se:

$$k = \frac{F_{el}}{x} \quad (A.30)$$

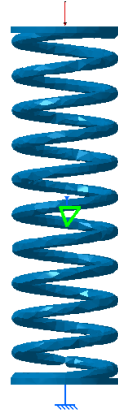


Figura 159. Malha de elementos finitos da mola.

Tabela 22. Dados da malha de elementos finitos da mola.

Dado	Valor
Tamanho padrão do elemento	21,5 mm
Tipo de elemento	Parabólico
Erro atual	10,2 %

Aplicando uma carga de 1000 N sobre o topo da mola foi encontrada as seguintes tensões de *Von Mises* e deslocamento.

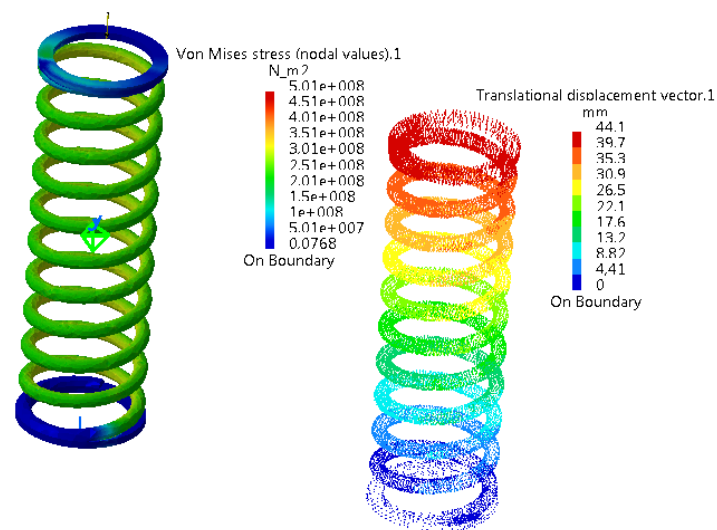


Figura 160. Tensões de *Von Mises* e deslocamento da mola utilizada para carregamento de 1000N.

Com esse resultado pode-se calcular a constante k :

$$k = \frac{1000 \text{ N}}{0,0441 \text{ m}} = 22.675,74 \text{ N/m} \quad (\text{A.31})$$

Comparando com os resultados da constante elástica da mola obtidos no tópico de suspensão observa-se que essa mola atende as necessidades do projeto.

3.8.3 Análise da suspensão traseira

Para a realização de uma simulação composta por várias peças é necessário definir o tipo de ligação que cada elemento possui com o outro. Nessa simulação foram utilizados contatos rígidos e de *sliders* (permite uma rotação e uma translação, os demais graus de liberdade são restringidos). Como não é possível engastar diretamente as peças, devido ao fato de alguns componentes locomoverem, teve que ser feito um engaste virtual com mola, no qual o coeficiente de mola usado é próximo de zero, a fim de engastar a peça e permitir que a mesma se mova.



Figura 161. Conexões, contatos, travamentos e carregamentos para a análise de suspensão traseira.



Figura 162. Malha de elementos finitos para análise da suspensão traseira.

Como o trabalho é composto de uma análise de conjunto cada componente possui sua malha, o erro total foi possível obter de todos os componentes e possui valor de 5,6 %, já para o tamanho do elemento temos os seguintes para cada componente: 41,2 mm para os braços; 9,1 mm para manga traseira; 10 mm para a mola e 20,3 mm para o amortecedor. Todas as malhas possui o mesmo tipo de elemento: parabólico.

Aplicando a carga de um quarto do peso do veículo sobre a parte interna da manga resultou-se da seguinte resposta na análise estática.

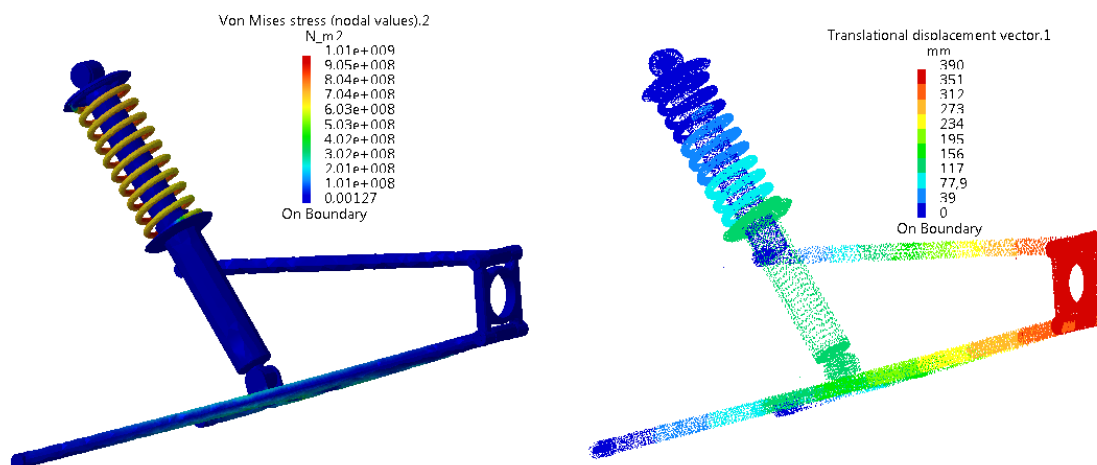


Figura 163. Tensões de *Von mises* e deslocamento para carregamento igual ao peso do veículo distribuído para cada roda.

Inserindo um ruído branco na modulação obteve os seguintes resultados para a análise harmônica.

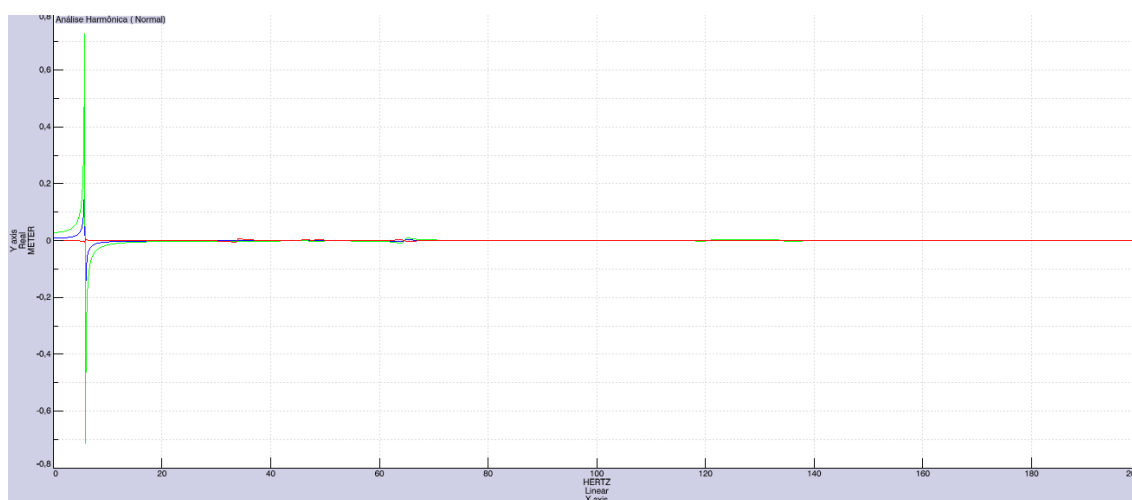


Figura 164. Análise harmônica da suspensão traseira utilizando resposta real.

Analisando o gráfico percebe-se que a frequência geradora dos maiores deslocamentos está perto de 5,78 Hz. Fazendo o mesmo gráfico com resposta logarítmica pode-se verificar as demais frequências que gera respostas elevadas.

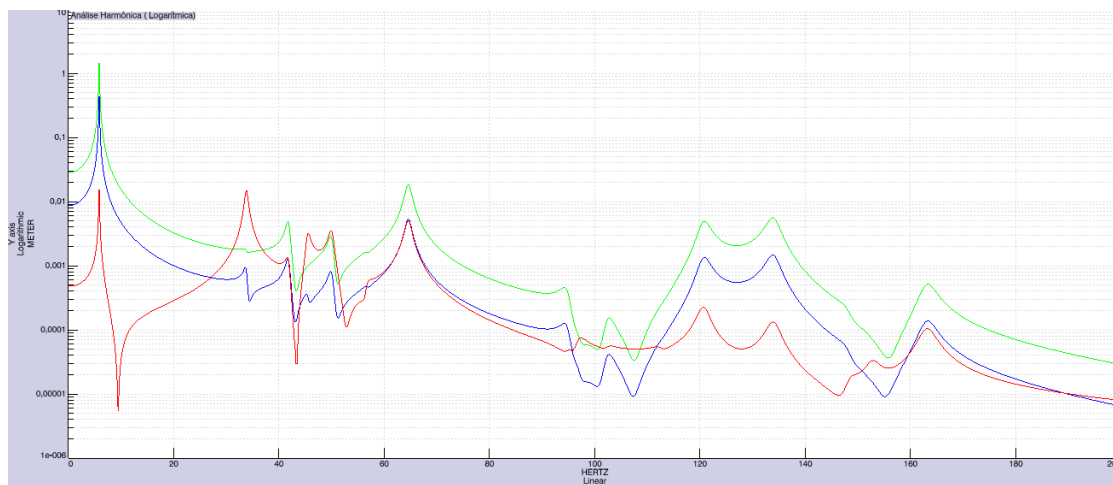


Figura 165. Análise harmônica da suspensão traseira utilizando resposta logarítmica.

Realizando as tensões principais de *Von Mises* e o *Translational displacement vector* para a frequência de 5,78 Hz obteve-se as seguintes respostas:

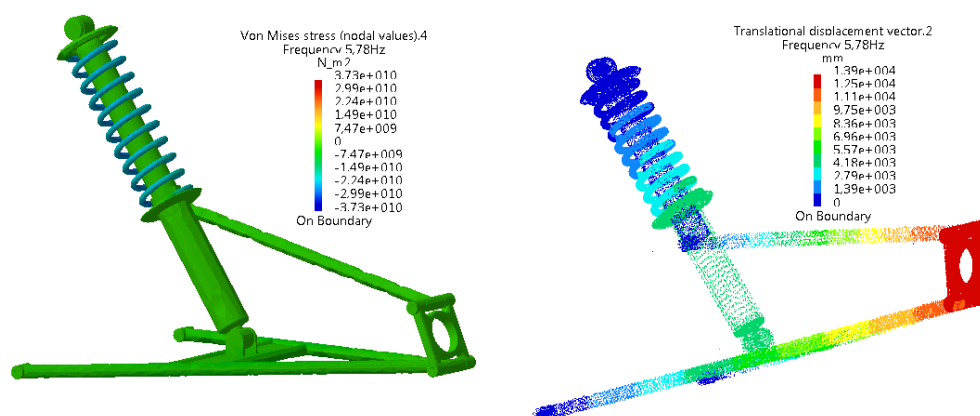


Figura 166. Tensões de *Von Mises* e deslocamento da suspensão traseira para análise harmônica (frequência de 5,78 Hz).

Para realização da análise transiente da suspensão traseira, foi utilizada a seguinte modulação: Simulação de um terreno de perfil senoidal de 60 Hz.

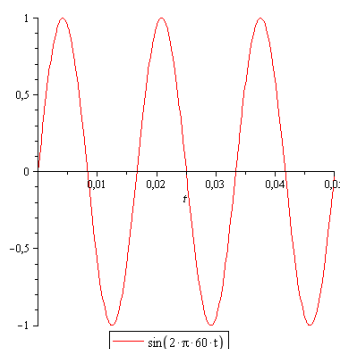


Figura 167. Modulação usada para o caso estudado.

Inserindo esses dados gerou-se a seguinte resposta para a análise transiente.

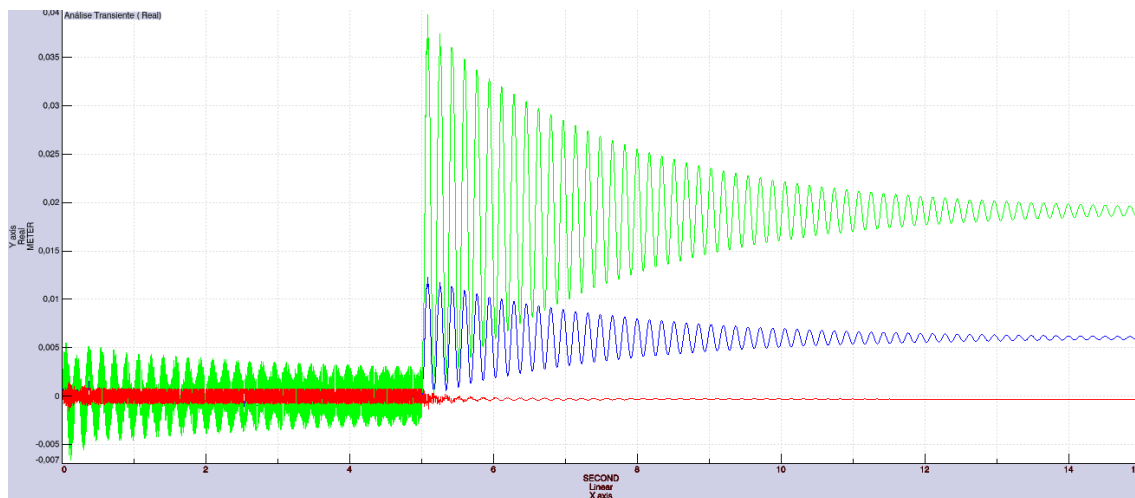


Figura 168. Análise transiente da suspensão traseira utilizando resposta real.

4 ERGONOMIA

O estudo ergonômico analisa principalmente as condições de trabalho em que as pessoas estão submetidas ao realizar uma atividade. Quando um motorista está ao volante, executa atividades corporais tão intensas quanto à de um operário em seu posto de trabalho. O corpo do condutor está submetido a esforços da posição de pilotagem e das forças transmitidas do veículo.

Estudos indicam que se o veículo for dimensionado utilizando um manequim de 95% masculino e um manequim 5% feminino este será capaz de acomodar 90% da população escolhida. Como o CATIA não possui em seu banco de dados às características da população brasileira, utilizou-se dados dos franceses, visto que possuem valores próximos.

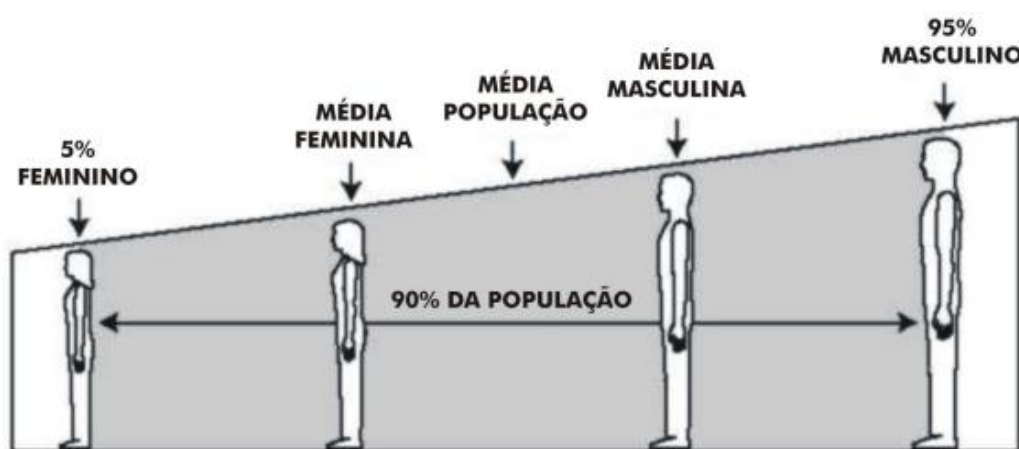


Figura 169. Representação gráfica de 90% da população. (Fonte: Ergonomics Data & Mounting Heights)

Normas de base para o estudo:

Tabela 23. Assunto referente a cada norma.

Norma	Assunto
SAE J826 / ISO 6549	H-Point
SAE J1100	Seating reference point
SAE J1100	H-Point travel path
SAE J1517	Driver selected seat position
SAE J941 / ISO 4513 / BS AU 176	Eyellipse
SAE J1052	Driver and Passenger head position contour
SAE J287 / ISO 4040 / BS AU 199	Hand controls reach envelopes

4.1 MANEQUINS UTILIZADOS

Para realização das análises ergonômicas foi preciso inserir no veículo bonecos com características similares ao dos humanos. O CATIA dispõe de manequins que representa a figura humana e que pode realizar seus movimentos. Esses bonecos respeitam as características ergométricas das seguintes opções de nacionalidades: Americana, Canadense, Francesa,

Japonesa e Coreana. Assim pode-se escolher o gênero do boneco (masculino ou feminino) e a percentagem (indica a quantidade de massa e altura do manequim de acordo com as características de sua nacionalidade). Como explicado anteriormente será utilizado de dois manequins para o estudo, um do gênero masculino com percentil 95 e outro do gênero feminino com percentil 5.

4.1.1 Manequim masculino percentil 95

Para realizar o primeiro estudo ergonômico do GNU do Cerrado foi necessário colocar um manequim no CATIA com as seguintes características: Percentil 95, francês, sexo masculino, altura aproximada de 1,83 m e massa de 83,12 Kg. Colocando esse motorista na posição correta de sentar, apoiando seus pés aos pedais e ajustando suas mãos ao volante obtêm-se uma condição normal ao qual o motorista estará submetido quando estiver dirigindo. Essa representação é mostrada na figura a seguir.



Figura 170. Vista frontal do veículo com o motorista percentil 95.

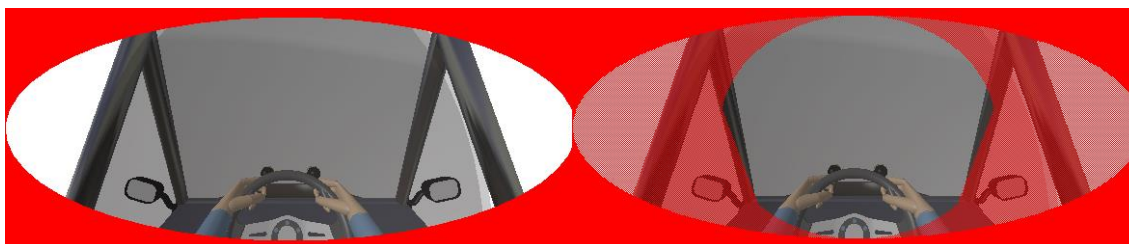


Figura 171. Visão ambinocular (sem visão periférica) e binocular (com visão periférica) do motorista percentil 95.

Colocando na visão do motorista, como mostrado na ilustração acima, observa-se que ele possui uma visão periférica dos retrovisores, uma vista quase completa do para-brisa, painel e volante.

4.1.2 Manequim feminino percentil 5

O segundo estudo ergonômico do GNU do Cerrado utiliza um manequim com as seguintes características: Percentil 5, francês, sexo feminino, altura

aproximada de 1,52 m e massa de 44,58 Kg. Colocando essa motorista na posição correta de sentar, apoiando seus pés aos pedais e ajustando suas mãos ao volante obtêm-se uma condição normal ao qual a motorista estará submetida quando estiver dirigindo. Ao inserir a motorista no *package* foi notado que não houve a necessidade de alterar os parâmetros do mesmo. Somente deslocando o banco em 195 mm (deslocamento o máximo do trilho) para frente a motorista se acomoda confortavelmente ao assento.



Figura 172. Vista frontal do veículo com a motorista percentil 5.

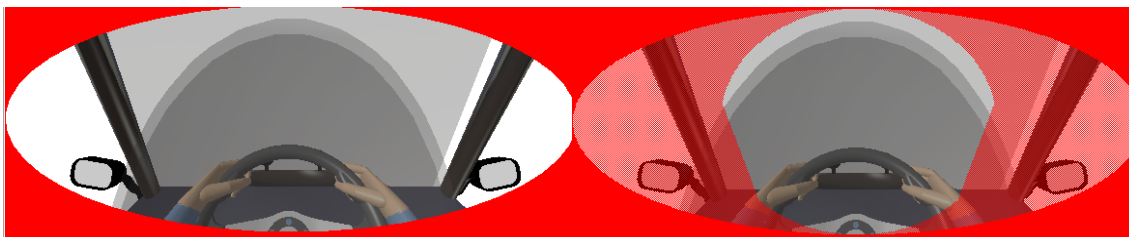


Figura 173. Visão ambinocular (sem visão periférica) e binocular (com visão periférica) da motorista percentil 5.

4.2 PACKAGE

A ferramenta *package* disponibilizada pelo CATIA possui um conjunto de dimensões padrões para veículos automotivos, que é usado como uma entrada preliminar para verificação da postura do ocupante. Os parâmetros do *package* são definidos com base na *Society of Automotive Engineer's* (SAE) norma J1100 de setembro de 2005. Ao inserir um manequim com o posicionamento de motorista do *package* observa-se que a posição dos membros são alteradas de acordo com os parâmetros inseridos, os parâmetros padrões foram alterados a fim de termos o posicionamento correto do motorista ao veículo em questão. A seguir são mostrados os parâmetros que o CATIA fornece para posicionar o ocupante:

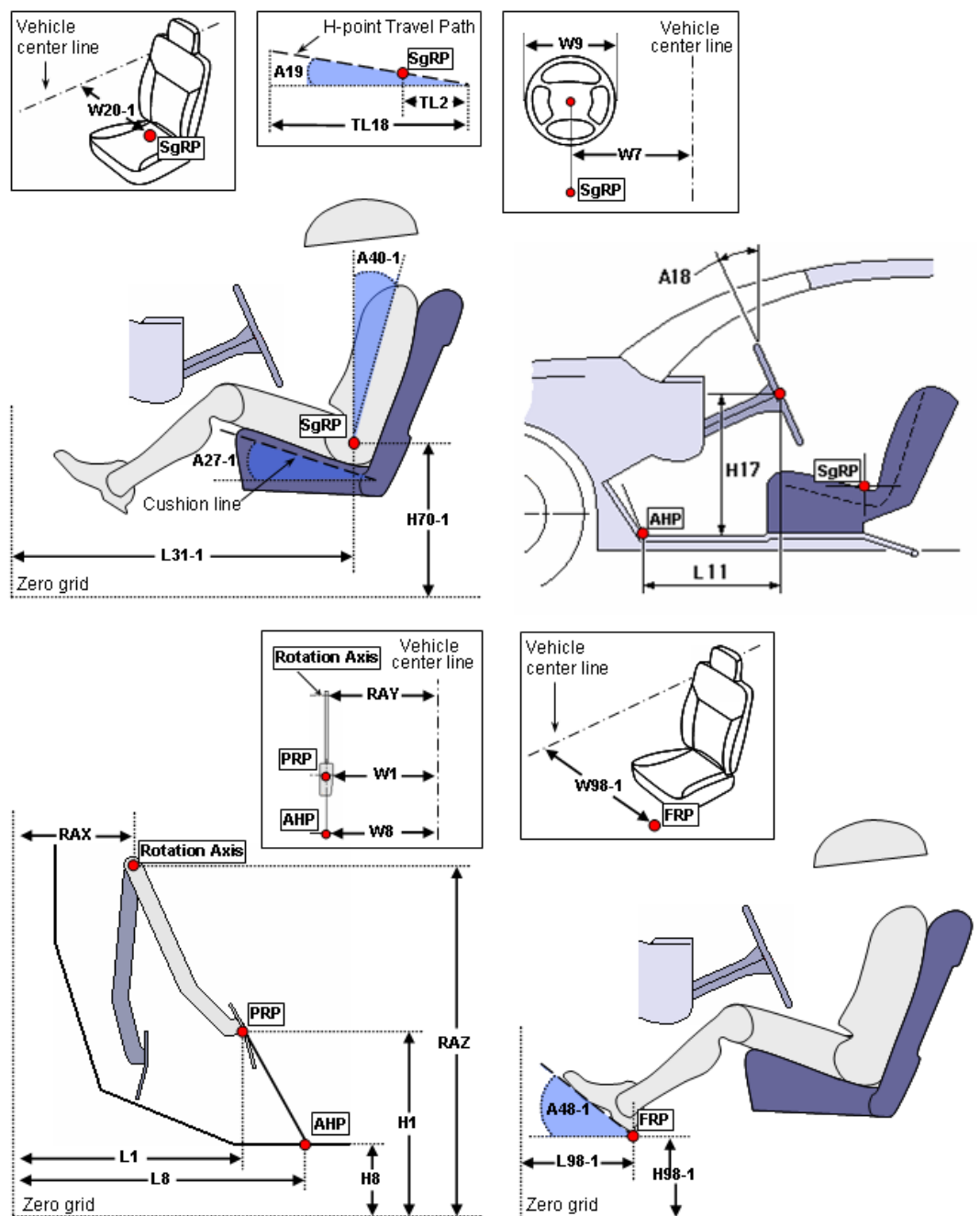


Figura 174. Cotas package fornecido pelo CATIA.

Ao alterar os valores dos parâmetros padrões foi possível obter o correto posicionamento do motorista ao veículo, observando que as costas e a parte inferior das coxas estão em contato com o assento, o pé direito está localizado no pedal do acelerador e o esquerdo em posição de descanso, as mãos segura o volante de maneira correta. Na tabela a seguir foram colocados os valores usados para posicionar o condutor:

Tabela 24. Valores das cotas do *package* usadas para o veículo de acordo com a nomenclatura.

Nomenclatura	Medida
Secção do assento	
L31-1	1266 mm
W20-1	-380 mm
H70-1	600 mm
A19	0 graus
TL2	0 mm
TL18	195 mm
A27-1	20 graus
A40-1	25 graus
Secção do volante	
L11	460 mm
W7	-380 mm
H17	550 mm
W9	325 mm
A18	30 graus
Diâmetro de aperto da mão	30 mm
Secção do pedal do acelerador	
RAX	166 mm
RAY	-230 mm
RAZ	700 mm
L1	280,2 mm
W1	-230 mm
H1	550,9 mm
L8	416 mm
W8	-230 mm
H8	400 mm
Secção de descanso do pé	
L98-1	416 mm
W98-1	-530 mm
H98-1	400 mm
A48-1	48,01 graus

4.2 BOLHA DE ALCANCE DA MÃO

A bolha de alcance da mão é uma ferramenta do CATIA que nos permite verificar até onde a mão do manequim consegue atingir considerando as limitações do próprio corpo. Com ela pode-se verificar se o motorista tem fácil acesso aos componentes, tais como a alavanca de ajuste de trilho, extintor de incêndio, retrovisores, painel, câmbio e volante.

4.2.1 Bolha de alcance manequim masculino percentil noventa e cinco

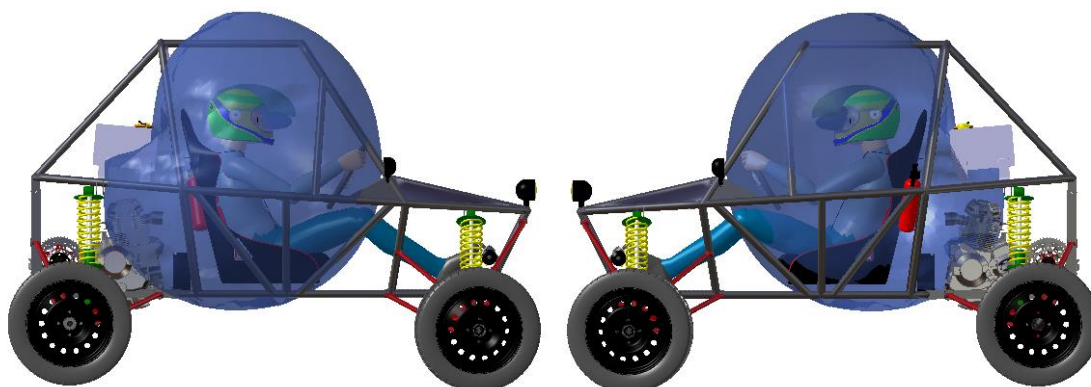


Figura 175. Bolha de alcance da mão direita do condutor (vista direita e esquerda).

Observando o alcance máximo da mão direita do motorista percebe-se que ele tem total acesso a todos os componentes do painel, tem acesso fácil ao extintor de incêndio, consegue manipular o retrovisor deslocando-se um pouco para frente, não consegue ter acesso à região do *powertrain* devido presença da chapa corta-fogo, o motorista tem total acesso ao volante e ao câmbio.

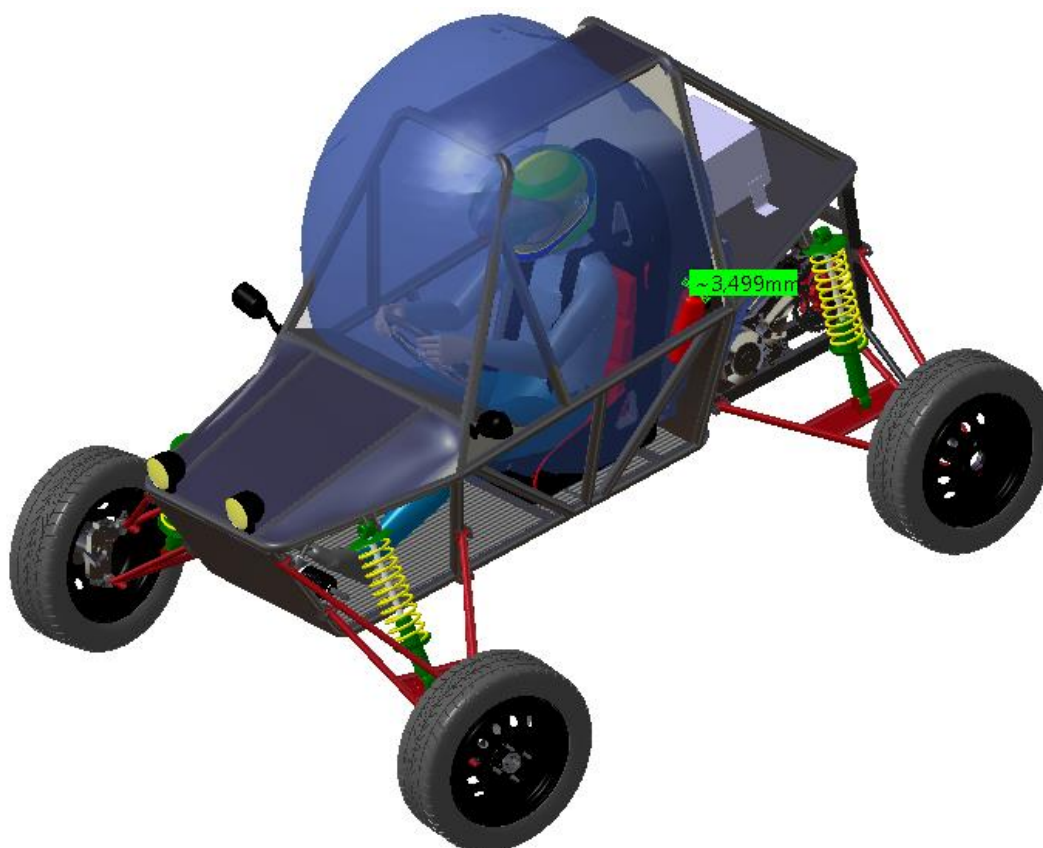


Figura 176. Vista isométrica da bolha de alcance da mão direita do condutor e sua distância em relação ao extintor.

4.2.2 Bolha de alcance manequim feminino percentil cinco

O mesmo observa-se para a motorista, porém o acesso ao extintor de incêndio fica mais limitado.

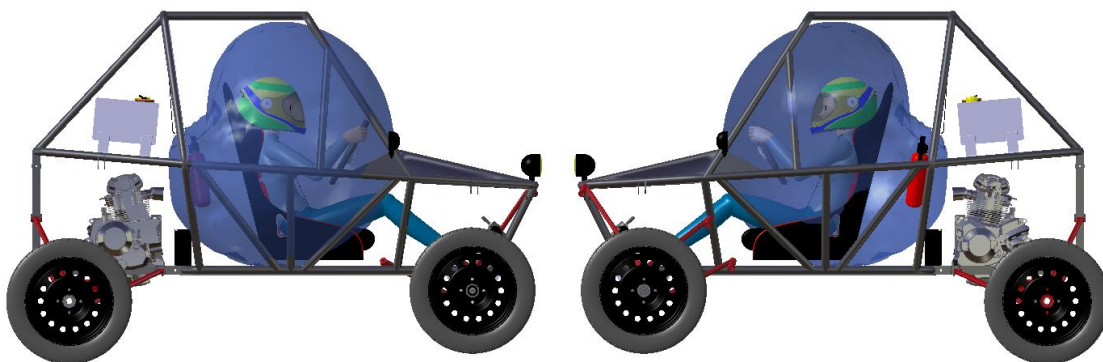


Figura 177. Bolha de alcance da mão direita da condutora (vista direita e esquerda).

Pela necessidade do deslocamento do assento a motorista se distancia do extintor de incêndio, tendo que fazer um esforço maior para alcançá-lo. Na figura a seguir percebe-se o quanto ela tem que se deslocar para que possa pegar o extintor de incêndio com a mão direita.

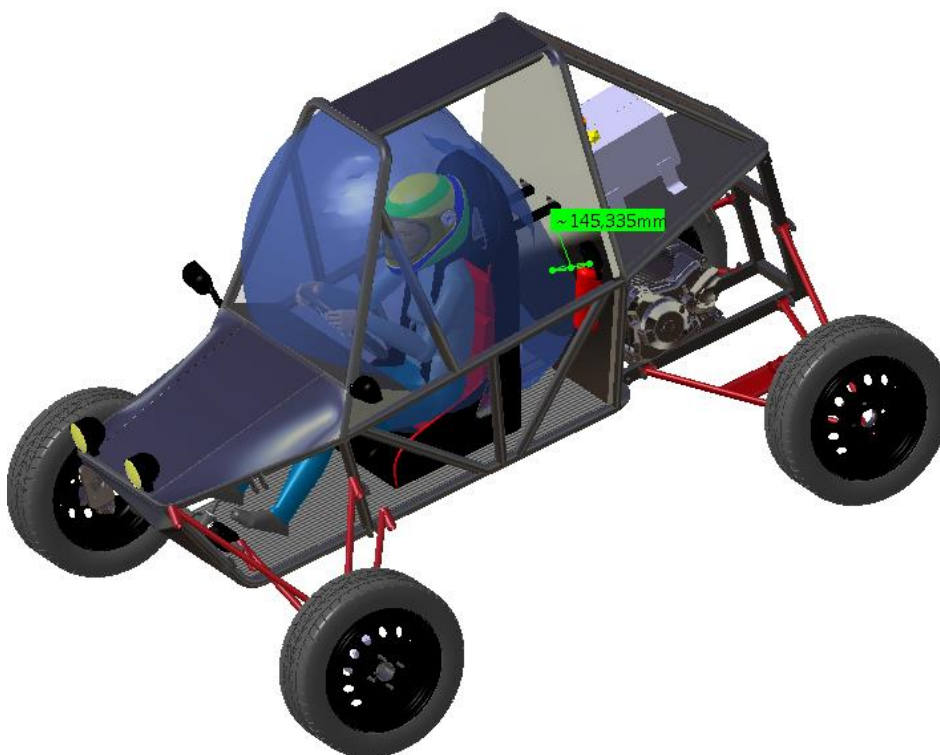


Figura 178. Vista isométrica da bolha de alcance da mão direita da condutora e sua distância em relação ao extintor.

4.3 ANÁLISE DE RULA

RULA significa *Rapid Upper Limb Assessment*, ou seja, rápida avaliação do membro superior. Na ergonomia RULA é um método de pesquisa que foi desenvolvido para investigar o local de trabalho onde os esforços dos membros superiores são relatados. É uma ferramenta que avalia a carga biomecânica e postural em todo o corpo, com mais foco no pescoço, tronco e membros superiores. A avaliação do RULA gera uma lista de ações que indica o nível de intervenção necessária para reduzir o risco de ferimentos devido à carga física imposta sobre o operador, seu resultado varia entre 0 e 7. O significado de cada resultado está descrito na tabela abaixo.

Tabela 25. Significado dos resultados em uma análise de RULA.

Resultado RULA	Descrição
1-2	Postura é aceita desde que não seja mantida por muito tempo
3-4	Investigação futura é necessária e mudanças podem ser necessárias
5-6	Investigação e mudanças devem ser realizadas em breve
7	Investigação e mudanças devem ser realizadas imediatamente

Fazendo a análise de RULA existente no CATIA, utilizando uma postura intermitente, obteve-se a mesma reposta para o motorista masculino percentil 95 e para a motorista feminina percentil 5, pois possuem as mesmas posições de dirigibilidade divergindo somente na posição do trilho. A seguir são mostrados os valores obtidos para o manequim masculino:

RULA Analysis (P95 Masculino)

Side: ☐ Left ☒ Right

Parameters

Posture: ☐ Static ☒ Intermittent ☐ Repeated

Repeat Frequency: ☒ < 4 Times/min. ☐ > 4 Times/min.

☒ Arm supported/Person leaning

☐ Arms are working across midline

☒ Check balance

Load: 0kg

Score

Final Score: 5

Investigate further and change soon

Details

- Upper Arm: 2
- Forearm: 1
- Wrist: 2
- Wrist Twist: 1
- Posture A: 3
- Muscle: 0
- Force/Load: 0
- Wrist and Arm: 3
- Neck: 3
- Trunk: 5
- Leg: 1
- Posture B: 6
- Neck, Trunk and Leg: 6

Close

Figura 179. Análise de RULA do motorista na posição de dirigibilidade.

No caso estudado o motorista está com as mãos no volante, o pé direito no pedal do acelerador e o esquerdo em repouso, sentado no banco e olhando para frente. Essa análise fornece resultados entre os valores de 0 à 7.

Resultados obtidos: Braço: 2; Antebraço: 1; Pulso: 2; Torção do pulso: 1; Postura A: 3; Musculatura: 0; Força / carga: 0; Punho e braço: 3; Pescoço: 3; Tronco: 5; Perna: 1; Postura B: 6; Pescoço, tronco e perna: 6.

Segment	Score Range	Color associated to the score					
		1	2	3	4	5	6
Upper arm	1 to 6	Green	Green	Yellow	Yellow	Red	Red
Forearm	1 to 3	Green	Yellow	Red	Grey	Grey	Grey
Wrist	1 to 4	Green	Yellow	Orange	Red	Grey	Grey
Wrist twist	1 to 2	Green	Red	Grey	Grey	Grey	Grey
Neck	1 to 6	Green	Green	Yellow	Yellow	Red	Red
Trunk	1 to 6	Green	Green	Yellow	Yellow	Red	Red

Figura 180. Associação da cor a pontuação de cada item.

Pelo resultado obtido observa-se que investigações e mudanças devem ser feitas em breve, mas se o motorista não dirigir por longas horas este não vai se sentir incomodado ou desconfortável.

4.4 LOCALIZAÇÃO DOS OLHOS

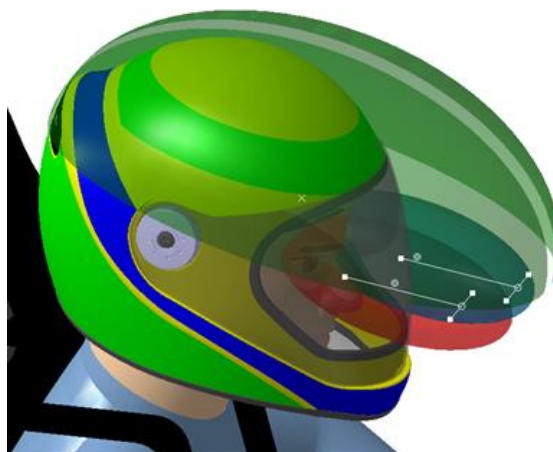


Figura 181. Motorista com a abóboda sobre a cabeça e elipses de visão.

As elipses de visão servem para determinar o centroide dos olhos do motorista. O centroide do olho esquerdo (CE) e olho direito (CD) são calculados por:

$$X = L31 - 259,91472 + 10,281641 \cdot (L40) - 0,032032 \cdot (L40)^2 \quad (E.1)$$

$$Y = W20 - 32,5 \text{ olho esquerdo} \quad (E.2)$$

$$Y = W20 + 32,5 \text{ olho direito} \quad (E.3)$$

$$Z = H70 + 653,71757 + 0,398747 \cdot (L40) - 0,059301 \cdot (L40)^2 \quad (E.4)$$

Para o cálculo dos pivôs do pescoço (P1 e P2) foi utilizada as seguintes fórmulas:

$$P1 \rightarrow X = L31 - 250,01472 + 10,281641 \cdot (L40) - 0,032032 \cdot (L40)^2 \quad (E.5)$$

$$P2 \rightarrow X = X(P1) + 28 \quad (E.6)$$

$$P1 \rightarrow Y = W20 - 20 \quad (E.7)$$

$$P2 \rightarrow Y = W20 - 47 \quad (E.8)$$

$$P1 \text{ e } P2 \rightarrow Z = H70 + 654,11757 + 0,398747 \cdot (L40) - 0,059301 \cdot (L40)^2 \quad (E.9)$$

P3 e P4 são os pontos do pescoço ligados com os pontos dos olhos no fundo das elipses dos olhos, todos os trilhos maiores que 100 mm entram nessa conta:

$$P3 \text{ e } P4 \rightarrow X = L31 - 87,01472 + 10,281641 \cdot (L40) - 0,032032 \cdot (L40)^2 \quad (E.10)$$

$$P3 \rightarrow Y = W20 - 40 \quad (E.11)$$

$$P4 \rightarrow Y = W20 + 31 \quad (E.12)$$

$$P3 \text{ e } P4 \rightarrow Z = H70 + 662,11757 + 0,398747 \cdot (L40) - 0,059301 \cdot (L40)^2 \quad (E.13)$$

Os pontos de localização (EL1, ER1, EL2 e ER2) são posicionados em relação aos pontos P.

$$X = X(P) - 98 \quad (E.14)$$

$$Y = Y(P) - 32,5 \text{ olho esquerdo} \quad (E.15)$$

$$Y = Y(P) + 32,5 \text{ olho direito} \quad (E.16)$$

$$Z = Z(P) \quad (E.17)$$

Os valores encontrados são mostrados na tabela a seguir:

Tabela 26. Coordenada dos pontos de referência para os olhos.

Ponto	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
CE	1243,106	-347,5	1226,623
CD	1243,106	-412,5	1226,623
P1	1253,006	-400	1227,023
P2	1281,006	-333	1227,023
P3	1416,006	-400	1235,023
P4	1416,006	-329	1235,023
EL1	1155,006	-432,5	1227,023

ER1	1155,006	-367,5	1227,023
EL2	1183,006	-365,5	1227,023
ER2	1183,006	-300,5	1227,023

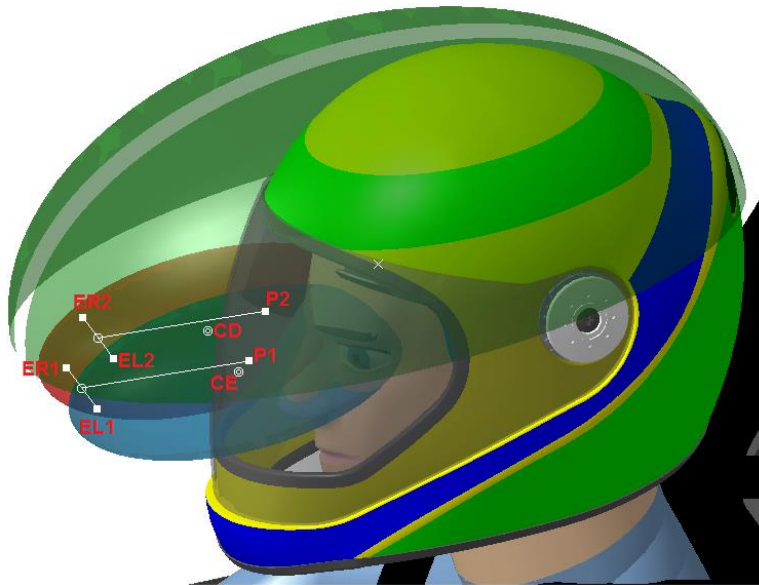


Figura 182. Pontos definidos pela norma J941.

Com base no ponto de centroide do olho podem-se criar elipses em cada plano de acordo com a norma J941 e formar as elipses em 3D iguais a mostradas na figura acima, conforme mostrado na figura a seguir sabendo que o percentil utilizado é o de 95.

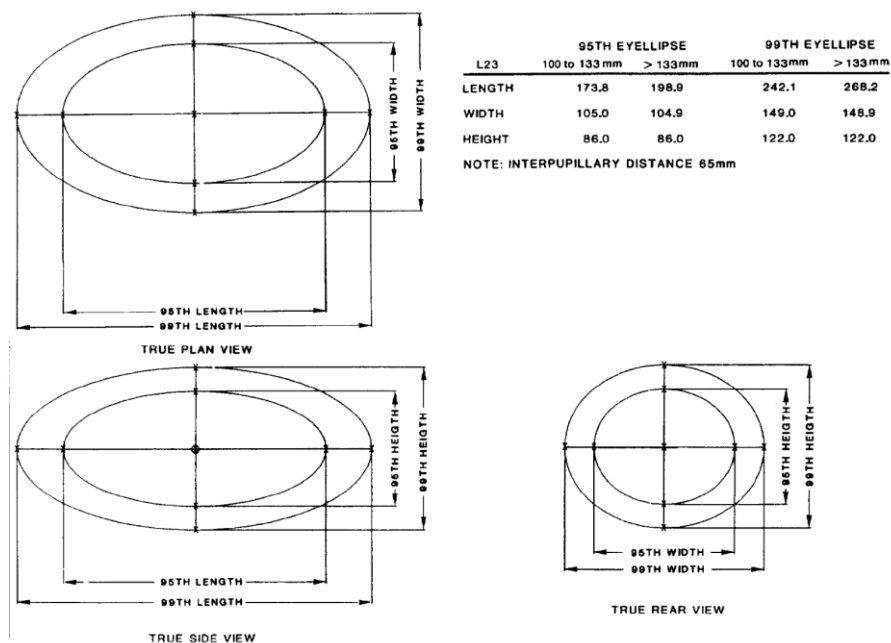


Figura 183. Comprimento, altura e largura das elipses dos olhos (Norma J941).

A partir dessas elipses dos olhos pode-se verificar a visibilidade do motorista para o ambiente externo e interno ao veículo. Para verificação da

visibilidade externa foram traçadas linhas tangentes às elipses de visão e aos tubos que restringem a visibilidade do condutor. Em vista lateral verifica-se que o motorista possui uma visão externa de quase 70 graus, conforme ilustrado a seguir.

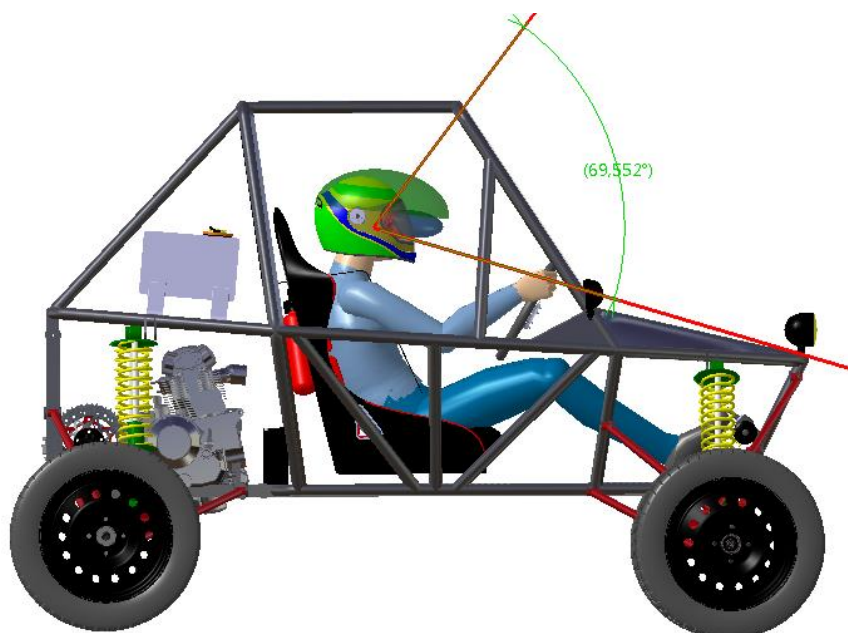


Figura 184. Visibilidade externa do motorista (vista lateral).

Fazendo do mesmo modo para a vista de topo foi obtido um valor próximo de 60 graus, a altura do plano escolhido para obtenção desse resultado foi em relação ao ponto de posicionamento da cabeça, que será abordado no próximo tópico.



Figura 185. Visibilidade externa do condutor (Vista de topo).

Para realização da visibilidade interna do painel de instrumentos na região onde fica localizado o volante foi traçadas linhas no plano lateral do veículo, onde a linha superior é tangente às elipses dos olhos e a parte interna da circunferência do volante, a linha inferior também possui tangência a elipse, porém sua outra tangência é em relação à parte central do volante, próximo ao botão da buzina. O resultado obtido é mostrado na figura a seguir.

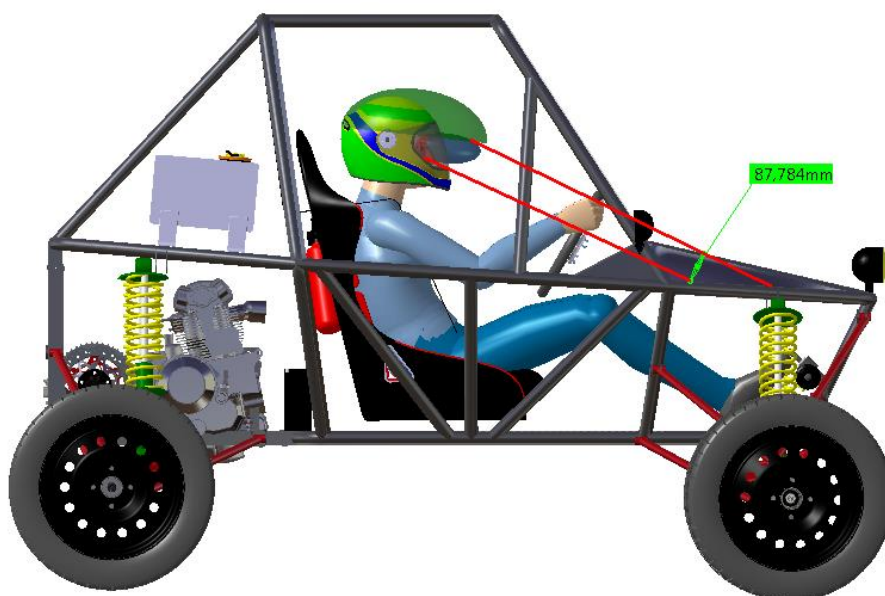


Figura 186. Visibilidade interna em relação aos componentes atrás do volante.

4.5 POSICIONAMENTO DA CABEÇA DO MOTORISTA

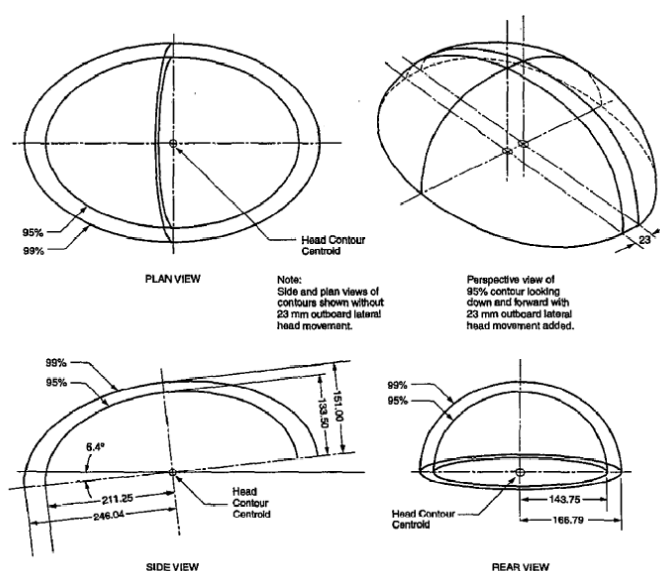


Figura 187. Dimensões para elaboração das elipses de posicionamento da cabeça do motorista para veículo Classe A para bancos com trilhos maiores que 133 mm. (Norma SAE J1052)

A inserção da abóboda conforme ilustrado anteriormente serve para analisar os ângulos de visão do motorista em relação à abertura que a tela e as partes vazadas fornecem e para visualização do painel de instrumentos.

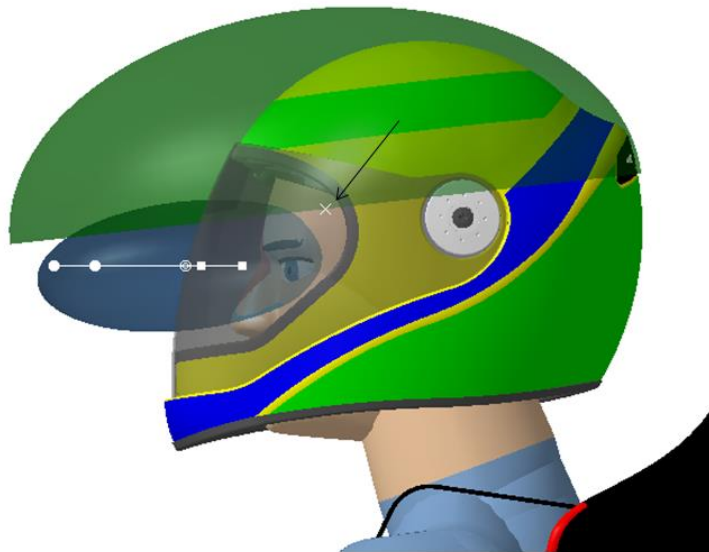


Figura 188. Identificação do ponto de posicionamento da cabeça.

Para fazer as elipses conforme mostrado na norma precisa-se calcular o centroide da cabeça, para veículos que possuem trilhos com curso maior que 133 mm é possível utilizar os seguintes cálculos:

$$X = L31 - 166,9147 + 10,281641 \cdot (L40) - 0,032032 \cdot (L40)^2 \quad (\text{E.18})$$

$$Y = W20 \quad (\text{E.19})$$

$$Z = H70 + 691,61757 + 0,398747 \cdot (L40) - 0,059301 \cdot (L40)^2 \quad (\text{E.20})$$

De onde foram obtidos os seguintes resultados:

$$X = 1336,1063 \text{ mm} \quad (\text{E.21})$$

$$Y = -380 \text{ mm} \quad (\text{E.22})$$

$$Z = 1264,5231 \text{ mm} \quad (\text{E.23})$$

5 CONCLUSÃO

Observando os resultados obtidos verifica-se que o projeto como um todo atende aos requisitos mínimos de conforto, resistência, espaço interno, visibilidade, acessibilidade, iluminação, segurança e potência.

Nota-se do tópico de *chassi* que o veículo possui características para facilitar o acesso aos componentes, suportar os esforços estáticos e dinâmicos, facilitar a manutenção, impedir a entrada de poeira e separar componentes que não podem ficar em contato.

Do *powertrain* observa-se que o motor escolhido consegue atender bem ao projeto desde que seja selecionada uma relação de transmissão adequada para aumentar o torque nas rodas traseiras. A utilização do câmbio de marcha borboleta melhora a dirigibilidade e resposta do motorista.

Da parte de freios percebe-se que tem que ser aplicada uma força de frenagem maior nas rodas dianteiras, devido à transferência de cargas, os freios dianteiros são compostos por um par de freios a disco que dividem a força de frenagem por dois, no traseiro só tem um freio a disco. Se o kart possuísse um par de freios a disco na traseira iguais aos da dianteira a relação de forças mudaria, diminuindo a força necessária a ser aplicada nos freios traseiros.

Na suspensão foi escolhido um modelo mais robusto, garantindo uma maior confiabilidade do sistema. A independência das rodas faz com o veículo trabalhe individualmente, tornando-se mais eficiente em terrenos acidentados. Na elétrica foi visto que uma bateria de 18 Ah (Ampere hora) consegue atender de modo satisfatório a todos os componentes elétricos e eletrônicos, a seção transversal dos fios condutores devem ser de 2,5 e 0,75 mm² para os componentes elétricos.

Observa-se da seção de direção que uma direção do tipo pinhão-cremalheira é suficiente para o veículo, visto que o condutor não necessita de grandes esforços para esterçar as rodas dianteiras. Existe a necessidade de uma coluna de direção bi-partida para que a coluna de direção não atrapalhe o motorista e não tenha conflito com os pedais.

Analisando a estrutura construída verificou-se por meio das análises estáticas e dinâmicas que a mesma suporta os esforços operacionais praticados, com fatores de segurança satisfatórios. Tal superdimensionamento ocorreu devido ao fato dos materiais terem sido doados, ou seja, não foi possível alterar as propriedades utilizadas no projeto.

Com base nas informações obtidas percebe-se a alta viabilidade de execução deste projeto, que está em fase de construção e montagem, com previsão de conclusão para agosto de 2014 – o tempo total de execução de projeto foi de três semestres letivos, tendo este sido executado durante as atividades regulares das disciplinas de projeto do curso de engenharia automotiva da Universidade de Brasília.

Referências bibliográficas

OLIVEIRA, Fernando César Gama de. **Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando método dos elementos finitos e métodos heurísticos de otimização numérica**. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica. Uberlândia – MG, março de 2007.

COSTIN, Michael; PHIPPS, David. **Racing and Sports Car Chassis Design**. B. T. Batsford LTD. Londres, primavera de 1961.

Soares, F. S, Geritz, L. C, Cervieri, A., Aires, A. F. R., da Silveira, M. A., **Desenvolvimento de um chassis automotivo para um veículo elétrico de pequeno porte**. Publicado na revista de iniciação científica da ULBRA – N°10/2012.

CASTRO, Breno Moura. **Estrutura Veicular**. Universidade Braz Cubas, Área de ciências exatas e tecnologia, Curso superior de tecnologia em sistemas automotivos. São José dos Campos, 2009.

ALMEIDA, Daniel de Araújo. **Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A**. Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Projeto de Graduação. Brasília, junho de 2012.

TORRES, Rafael Nunes. **Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo fórmula SAE**. Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Projeto de Graduação. Brasília, julho de 2011.

NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Introdução à teoria de veículos**. Florianópolis, abril de 2007.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. SAE Internacional.

COSTA, Paulo G. **A bíblia do carro**. Copyright (C) 2001-2002 - Direitos reservados e registrados pelo escritor.

SOUZA, Tem. Cel. M. A. **Chassis: Estudo dos Pneus e Rodas**. Apostila de aula. Instituto Militar de Engenharia, 1990.

BORNHOLD, Adelson M. **Dimensionamento de um sistema de freio para veículo offroad de pequeno porte**. Trabalho de conclusão de curso de engenharia mecânica da Faculdade Horizontina. Horizontina, dezembro de 2012.

ANDRADE, Guilherme O. **Dimensionamento geométrico e análise elastocinemática de suspensão automotiva do tipo Duplo A**. Trabalho de

conclusão de curso de graduação em engenharia automotiva da Universidade de Brasília. Brasília, dezembro de 2013.

JUNIOR, Autelaino Antunes dos Santos. **Freios e embreagens por atrito**. Apostila da Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Projeto Mecânico.

RASZL, G. Teoria básica/ Dimensionamento/ Desenvolvimento de sistemas de freios/ Expansão do ABS/ Sistema de Freio seguro para veículos inteligentes. Centro Universitário da FEI, São Paulo: 2008.

STONE, Richard e BALL, Jeffrey K. **Automotive engineering fundamentals**. SAE International, Warrendale, Pa. USA, 2004.

GENTA, Giancarlo e MORELLO, Lorenzo. **The Automotive Chassis**. Vol. 1: Components Design. Mechanical Engineering Series. Editora Springer, Torino, Itália, 2009.

REIMPELL, Joransen, STOLL, Helmut e BETZLER, Jurgen W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. Segunda edição. Traduzido do Alemão por AGET Limited. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd, Woburn, MA, 2001.

PACEJKA, Hams B. **Tyre and Vehicle Dynamics**. Professor Emeritus Delft University of Technology Consultant TNO Automotive Delft The Netherlands. Segunda edição.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**. Dept. of Mechanical Engineering Manhattan College, Editora Springer. Riverdale, NY, 2008.

RILL, Georg. **Vehicle Dynamics: Lecture Notes**. Fachhochschule Regensburg University of Applied Sciences Hochschule Fur Technik Wirtschaft Soziales. Outubro de 2005.

GUZZELLA, Lino e SCIARRETTA, Antonio. **Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization**. Institut Fur Mess und Regeltechnik. Editora Springer. Zurich, Suíça, 2005.

SINGIRESU, S. Rao. **Vibrações Mecânicas**. Editora Pearson Prentice Hall, quarta edição. São Paulo – SP, 2008.

BEER, F P, Johnston, E R e DeWolf, J T. **Resistência dos materiais**, McGraw-Hill. São Paulo, 2006.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais**. 7.ed. Pearson Brasil. São Paulo - SP, 2005.

BASTOW, Donald. **Car Suspension and Handling**, quarta edição .PA, Society of Automotive Engineers Inc. USA, janeiro de 2004.

FERNANDES, Marcelo Arronilas. **Estudos em sistemas de direção veicular**. Dissertação de mestrado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para Título de Mestre Profissional em Engenharia Automotiva. São Paulo, 2005.

MÁQUINAS RODOVIÁRIAS – Determinação das dimensões de giro de máquinas de rodas, ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. Rio de Janeiro, março de 2004.

Bateria Chumbo-Ácida Regulada por Válvula, UNIPOWER, UP12180, São Paulo – SP.

Os seis critérios técnicos de dimensionamento de condutores elétricos, dimensionamento em baixa tensão, PIRELLE.

Furtado, Daniel Canongia. **Análise Estrutural de Chassi de Veículos Automotivos**. Trabalho de conclusão de curso de graduação em engenharia automotiva da Universidade de Brasília. Brasília, dezembro de 2013.

Moura, H. G. “Métodos de Identificação de Forças em Sistemas Vibroacústicos”. Dissertação para obtenção de grau de Doutor em engenharia mecânica. UFSC, 2010.

NBR 5410. **Instalações elétricas de baixa tensão**, ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, Rio de Janeiro, novembro de 1997.

SAE J926. **Devices for use in defining and measuring vehicle seatingaccommodation**. SAE International, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, revisão julho de 1995.

SAE J941. **Motor vehicle drivers’ eye locations**. SAE International, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, revisão junho de 1992.

SAE J1050. **Describing and measuring the driver’s field of view**. SAE International, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, revisão agosto de 1994.

SAE J1052. **Motor vehicle driver and passenger head position**. SAE International, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, revisão abril de 1997.

SAE J1100. **Motor vehicle dimensions**, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, revisão maio de 1995.

ANEXOS



Figura 189. Logo do GNU do Cerrado *Kart-Cross*.

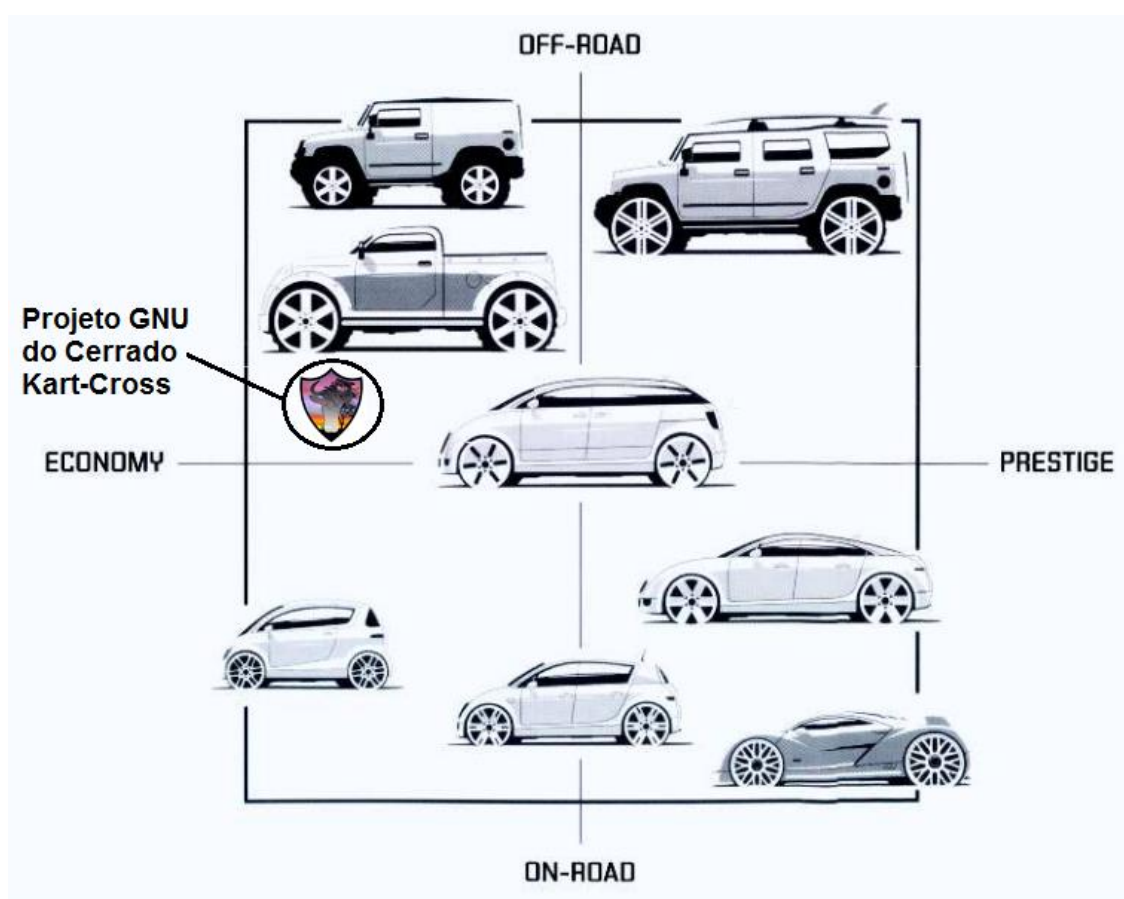


Figura 190. Posicionamento do veículo no mercado.

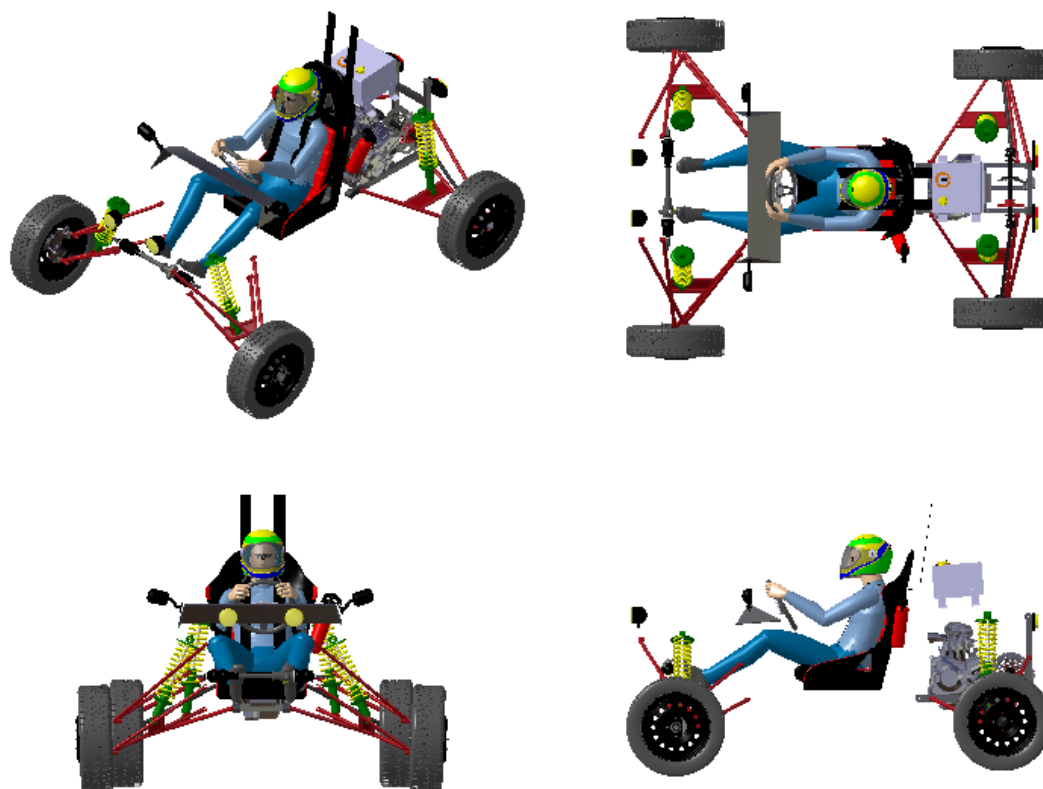


Figura 191. Vista isométrica, de topo, frontal e lateral dos componentes sem a estrutura.

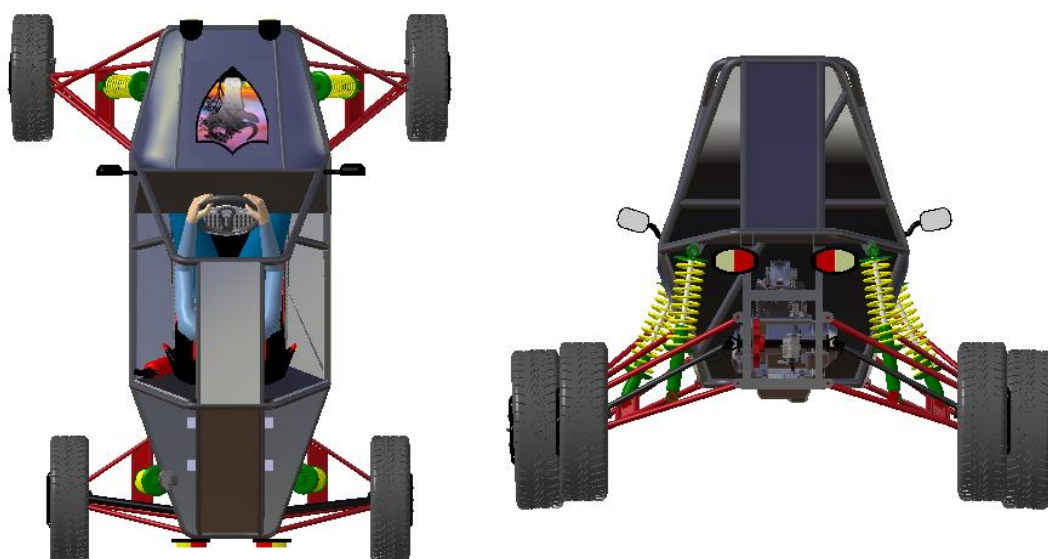


Figura 192. Vista de topo e da traseira.



Figura 193. Vista isométrica do veículo.

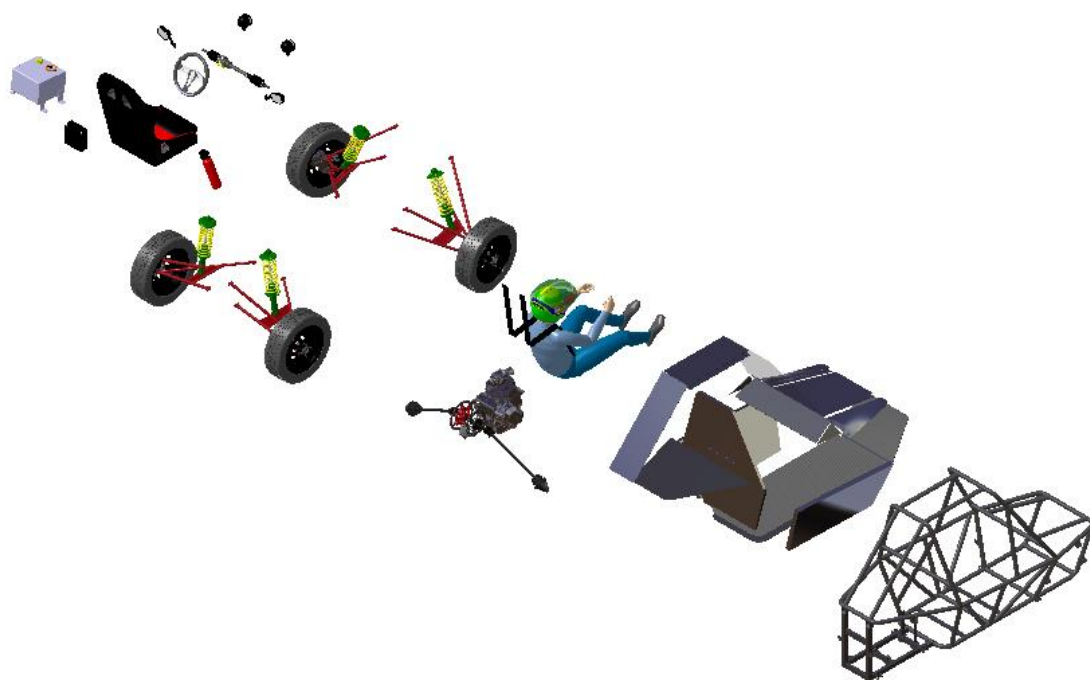


Figura 194. Vista explodida do veículo completo.



Figura 195. Renderizações com o GNU do Cerrado *Kart-Cross* em vários tipos de terrenos.

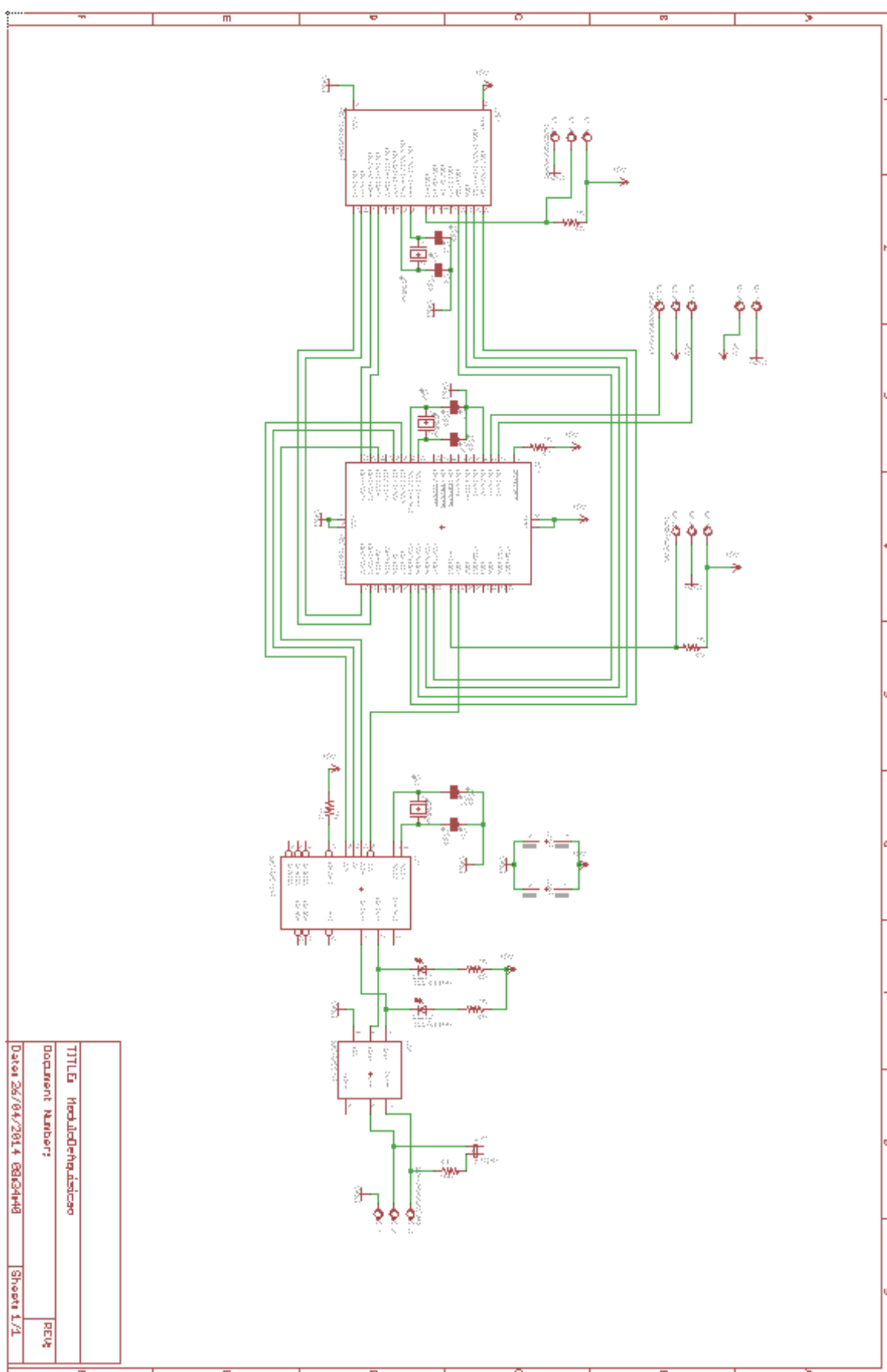


Figura 196. Esquemático da placa de aquisição de dados.

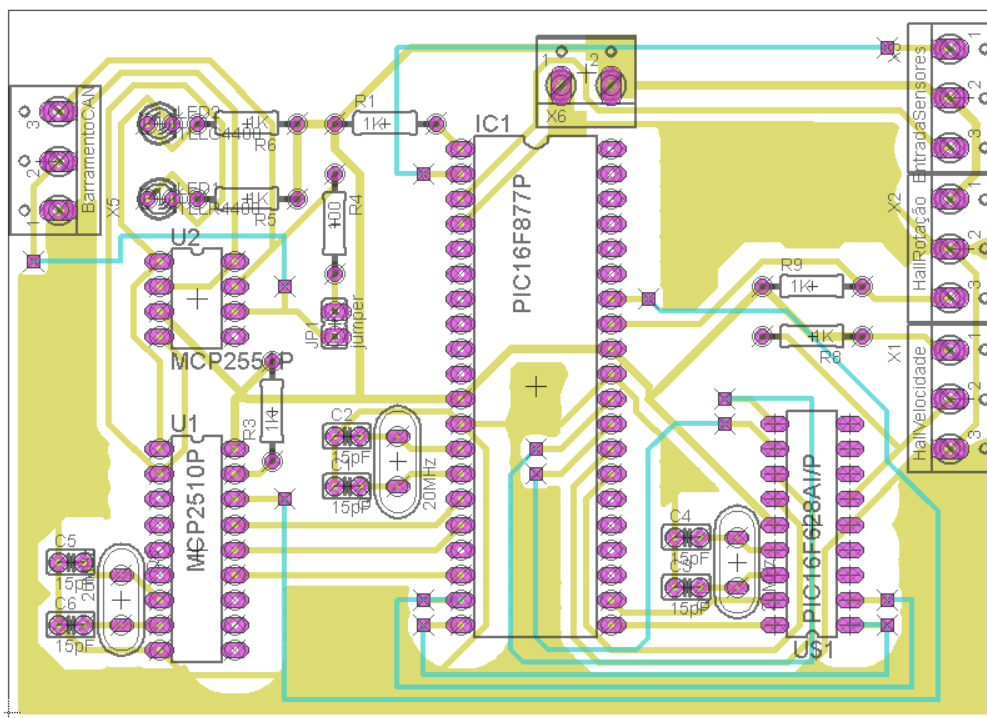


Figura 197. Layout da placa de aquisição de dados.

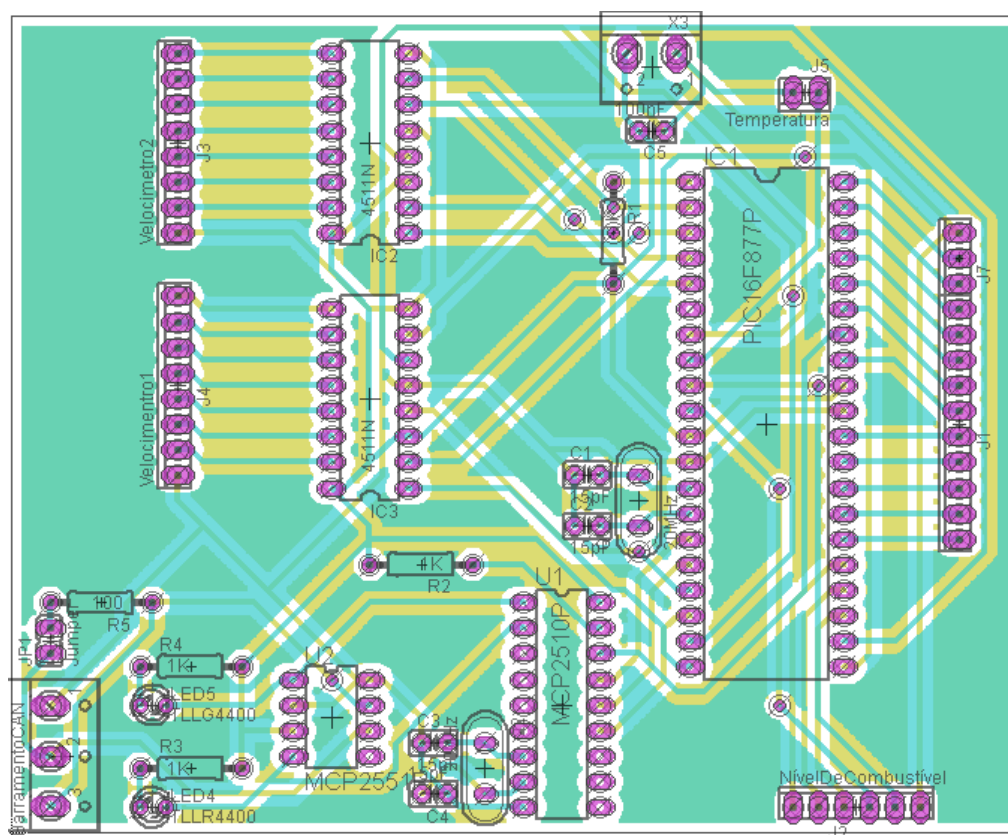


Figura 198. Layout da placa do painel de instrumentos.

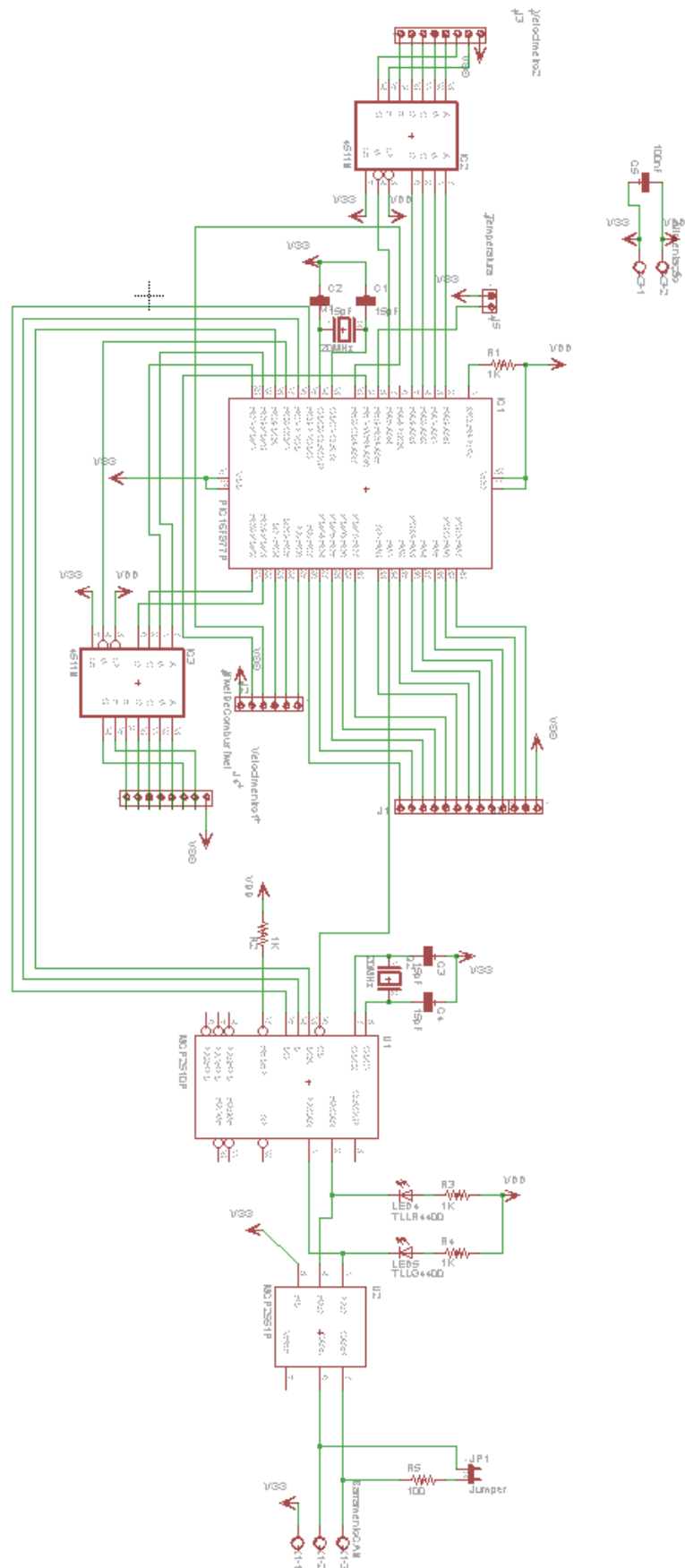
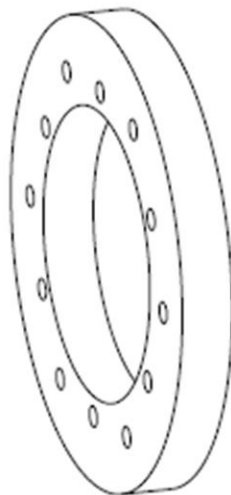
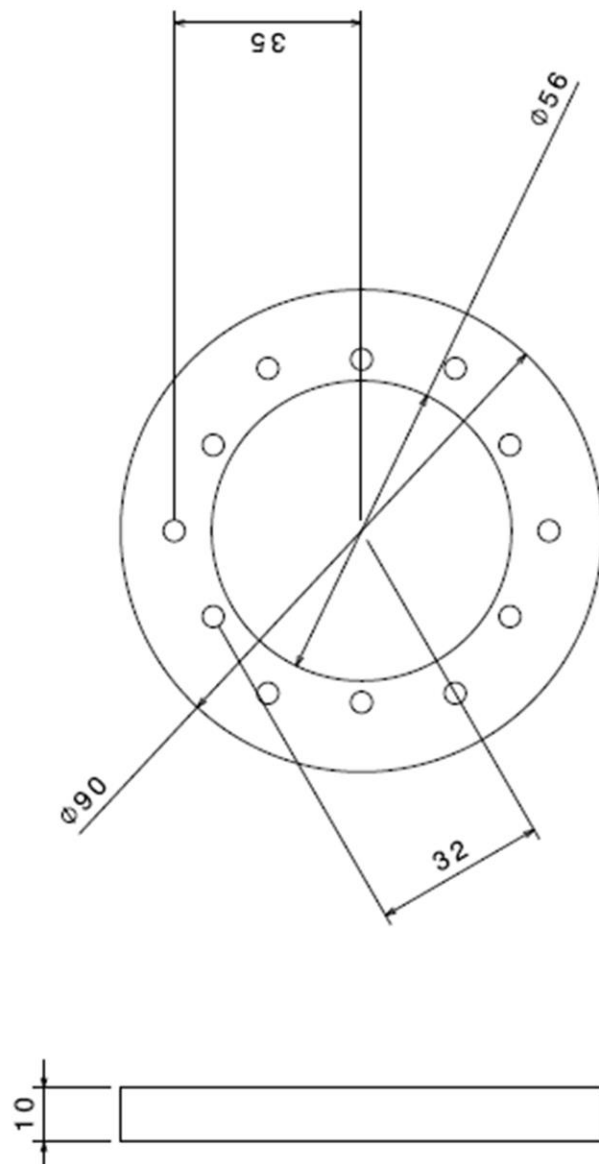


Figura 199. Esquemático da placa do painel de instrumentos.



Isometric view
Scale: 1:1



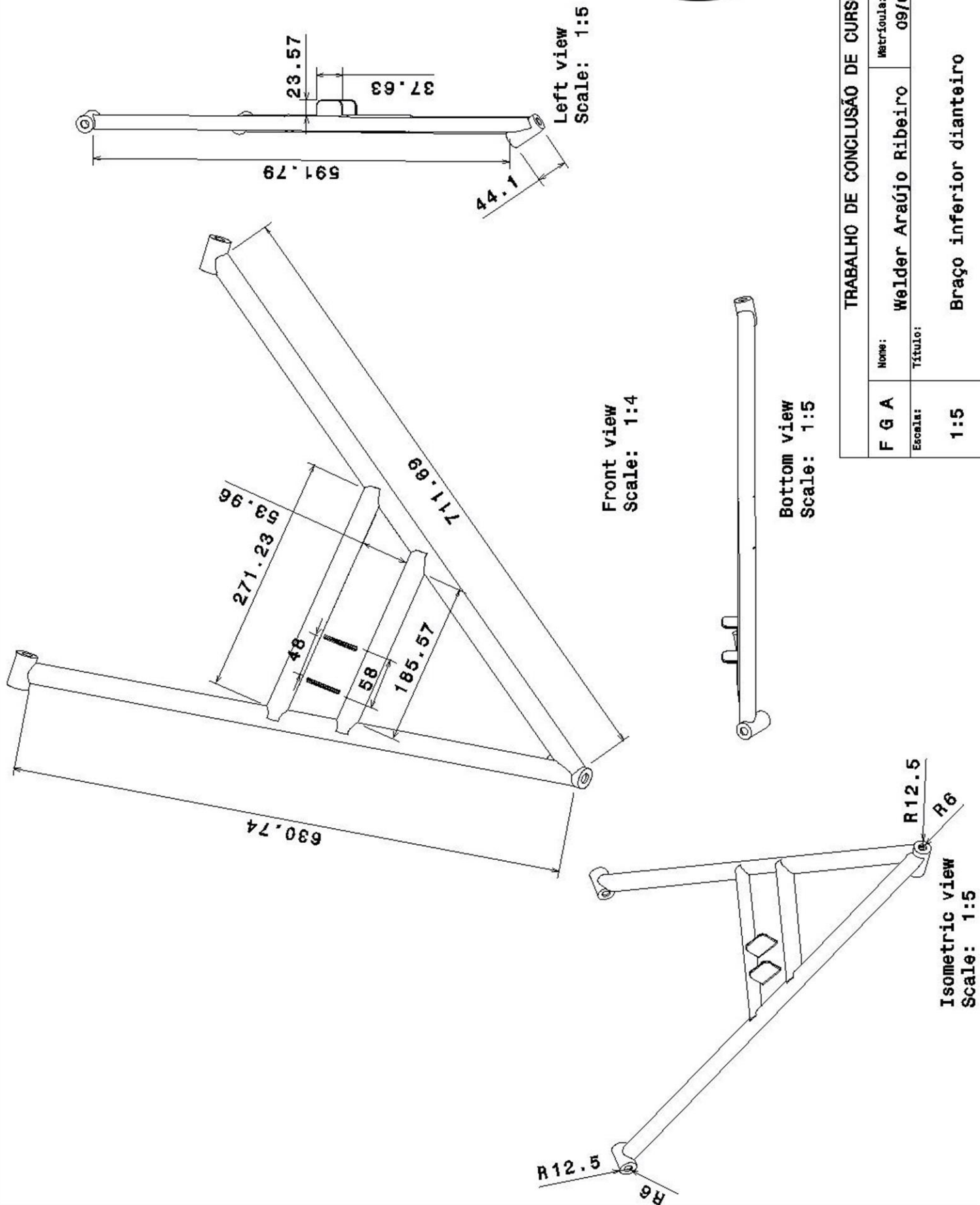
Right view
Scale: 1:1

Front view
Scale: 1:1



TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

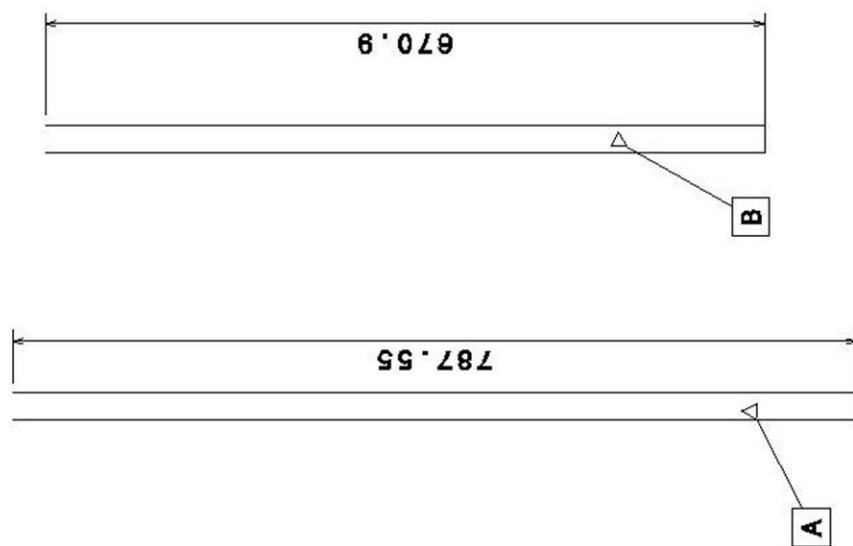
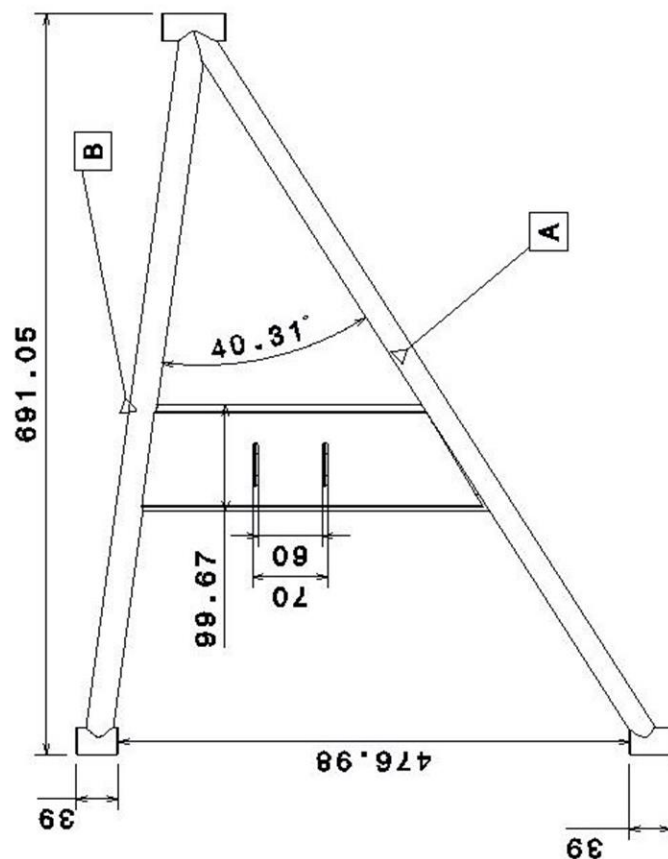
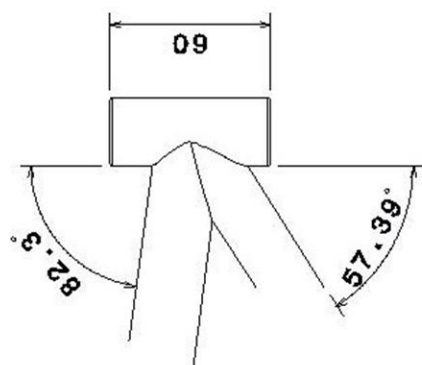
F G A	Nome:	Welder Araújo Ribeiro	Matrícula:	09/0015100	Brasília
	Escala:	1:1	Título:	Peça para fixação do volante no cubo	Data: 18/08/2014 Trab.: 1



TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

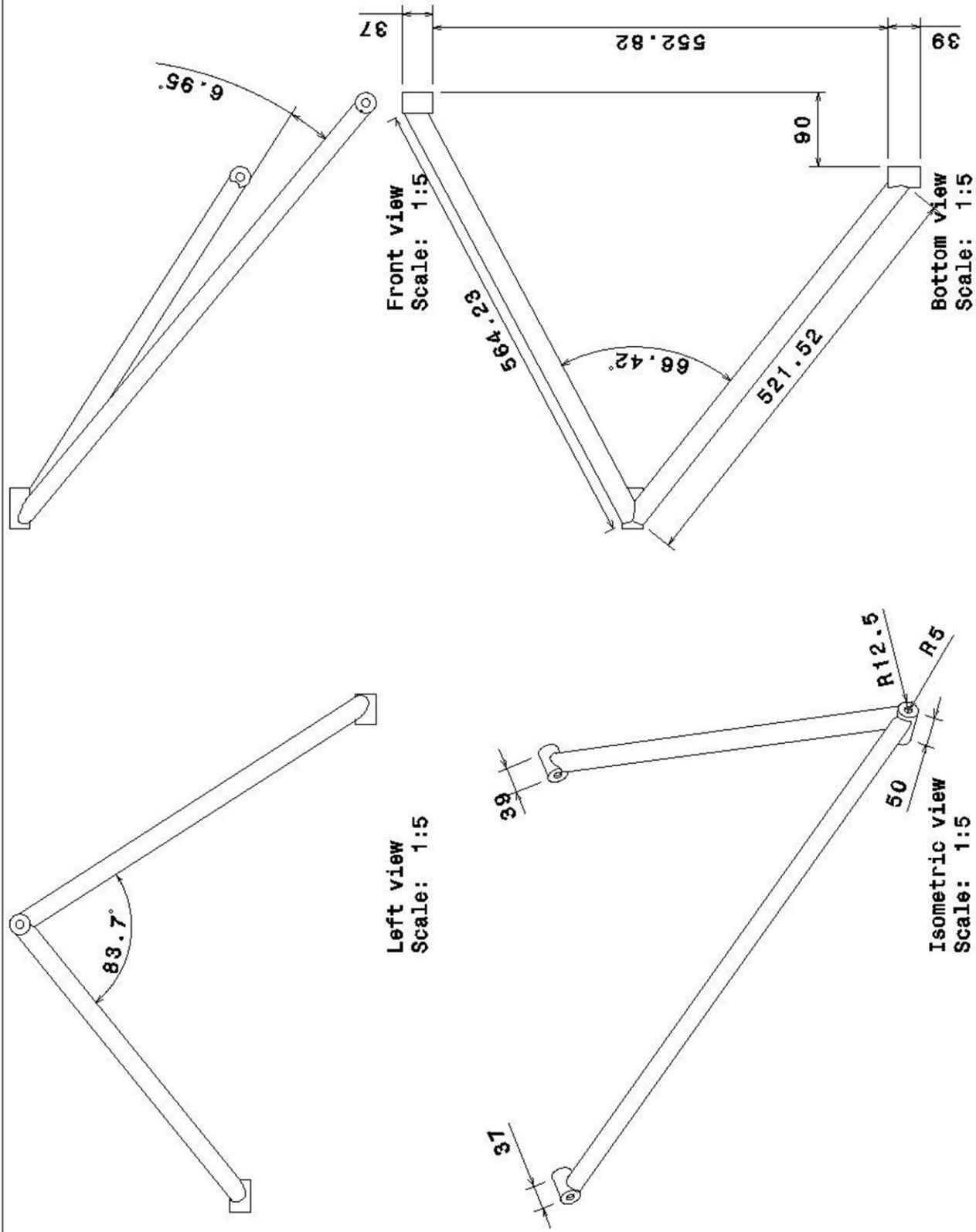
F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
	Título:	09/0015100	
Escala:	Data:		
1:5	15/08/2014		
	Trab.:		
	2		

Braço inferior dianteiro



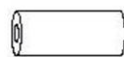
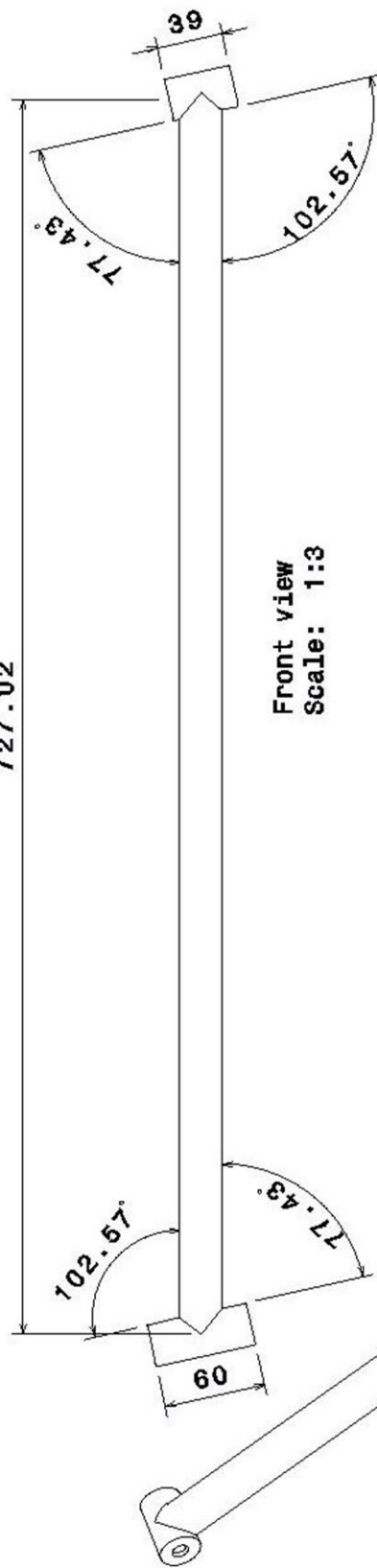
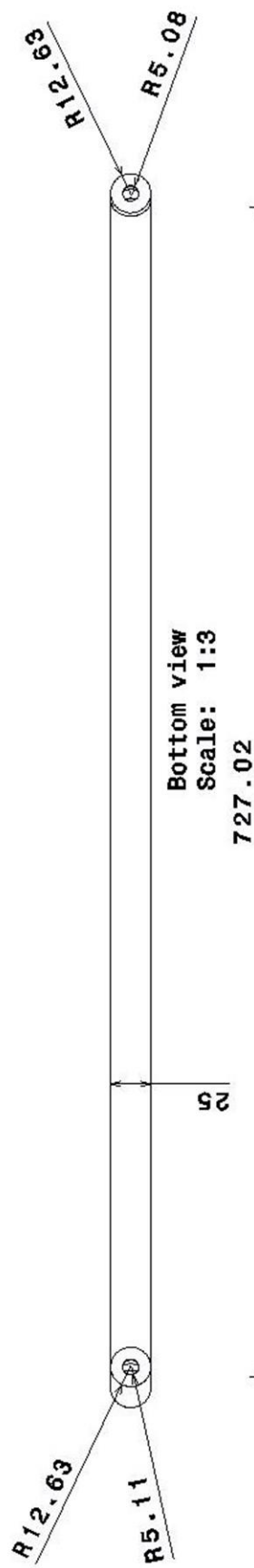
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome: Welder Araújo Ribeiro	Matrícula: 09/0015100	Brasília
Escala: 1:2	Título: Braço inferior traseiro	Data: 15/08/2014	Trab.: 3



TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
	Escala:	09/0015100	
1:5	Título:	Data:	
	Braço superior dianteiro	15/08/2014	
			Trab.: 4



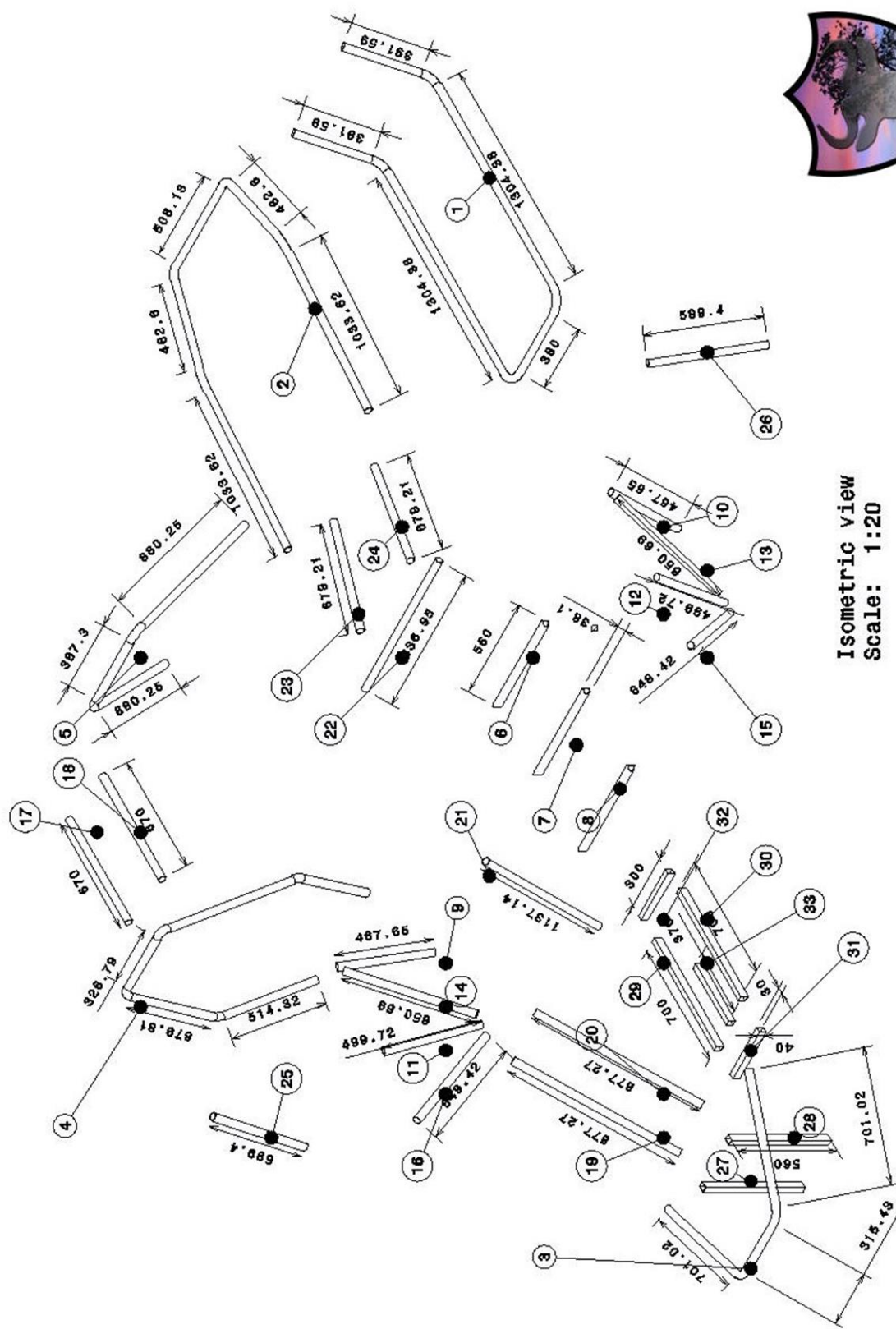
Left view
Scale: 1:3



TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
Escala:	Welder Araújo Ribeiro	09/0015100	Data:
1:3	Título:	Braço superior traseiro	15/08/2014
			Trab.:
			5

Isometric view
Scale: 1:3



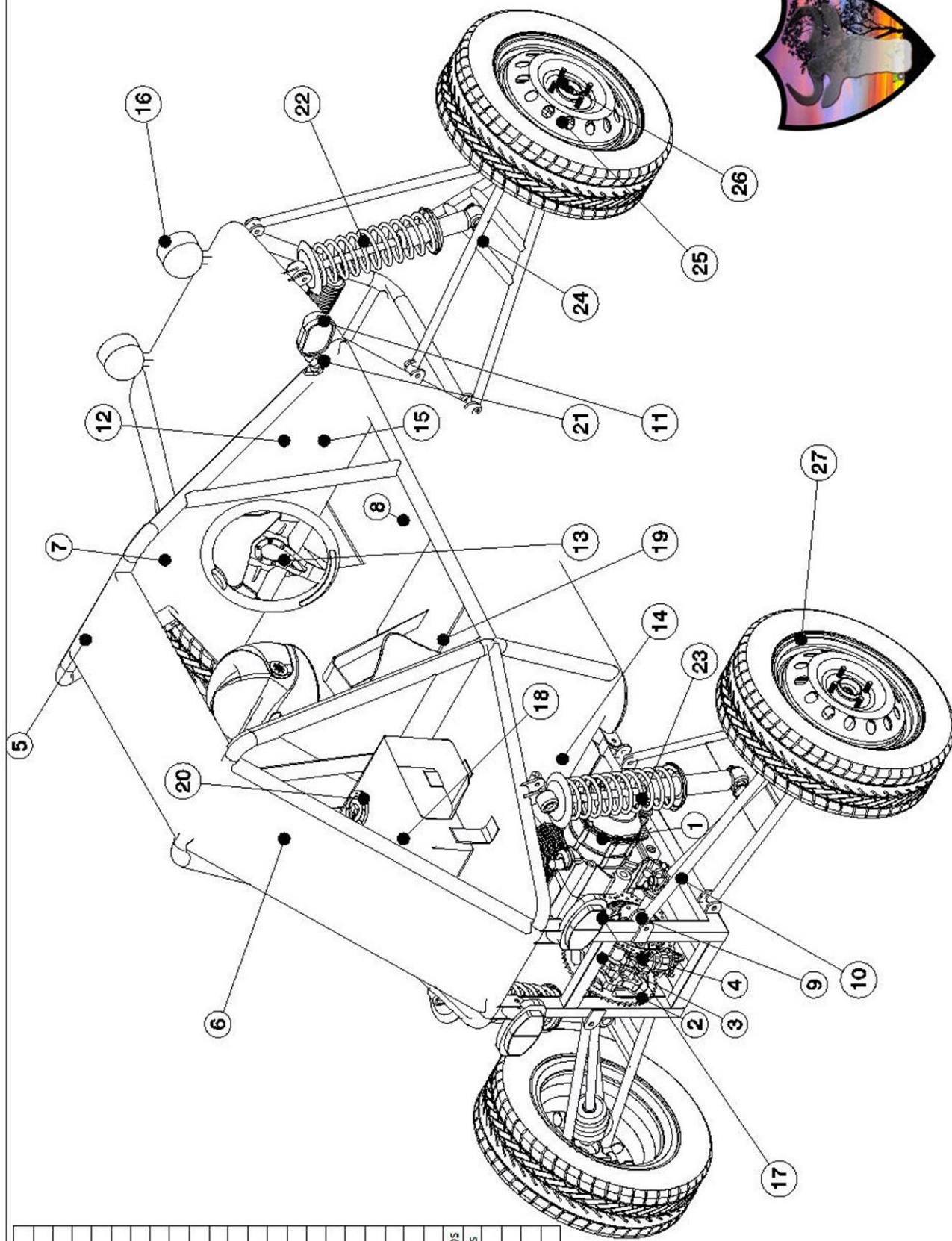
№	Class.
1	E1
2	E2
3	E3
4	E4
5	E5
6	T1
7	T2
8	T3
9	T4
10	T5
11	T6
12	T7
13	T8
14	T9
15	T10
16	T11
17	T12
18	T13
19	T14
20	T15
21	T16
22	T17
23	T18
24	T19
25	T20
26	T21
27	R1
28	R2
29	R3
30	R4
31	R5
32	R6
33	R7

Isometric view
Scale: 1:20

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

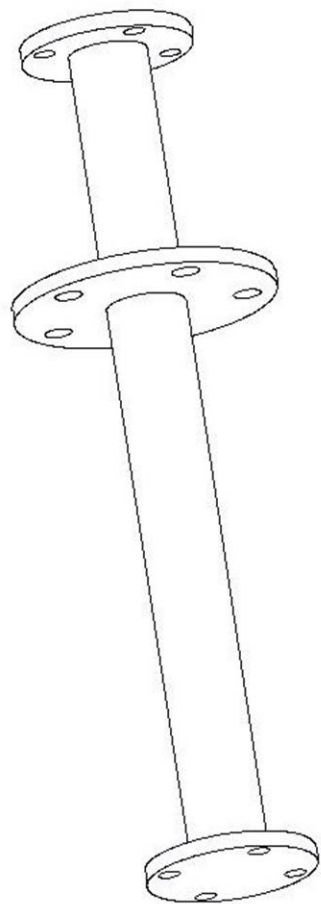
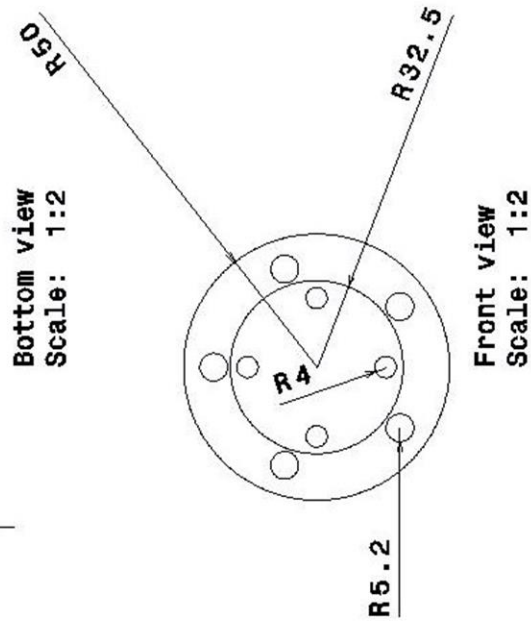
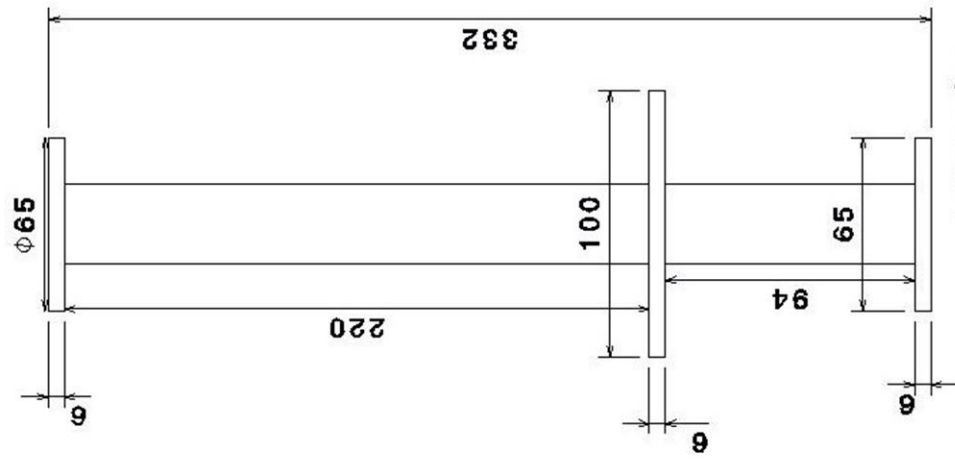
F G A	Nome: Welder Araújo Ribeiro	Matrícula: 09/0015100	Brasília
Escala: 1:20	Título: Detalhes do Chassi e Sub-chassi	Data: 15/08/2014	Trab.: 6

Nº	Denominação
1	Motor
2	Corrente, coroa e pinhão
3	Eixo traseiro
4	Freio traseiro
5	Estrutura
6	Chapas
7	Tela
8	Assento
9	Suporte da suspensão
10	Mancais
11	Caixa de direção
12	Coluna de direção
13	Volante e câmbio
14	Bateria
15	Painel
16	Faróis
17	Luzes de freio e setas
18	Tanque
19	Banco
20	Extintor de incêndio
21	Retrovisores
22	Amortecedores e molas dianteiros
23	Amortecedores e molas traseiros
24	Barra da suspensão
25	Portas e mangas
26	Freios dianteiros
27	Rodas e pneus



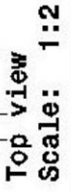
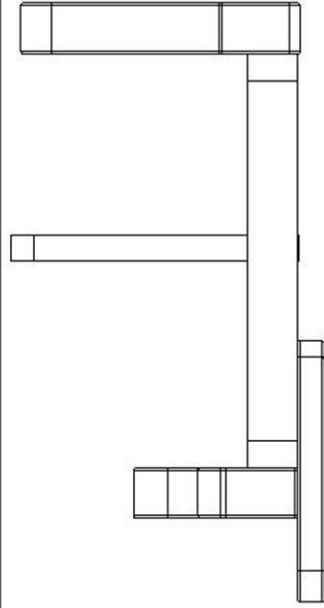
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
Escala:	Welder Araújo Ribeiro	09/0015100	Data:
1:10	Título:	Descrição dos componentes	15/08/2014
			Trab.: 7

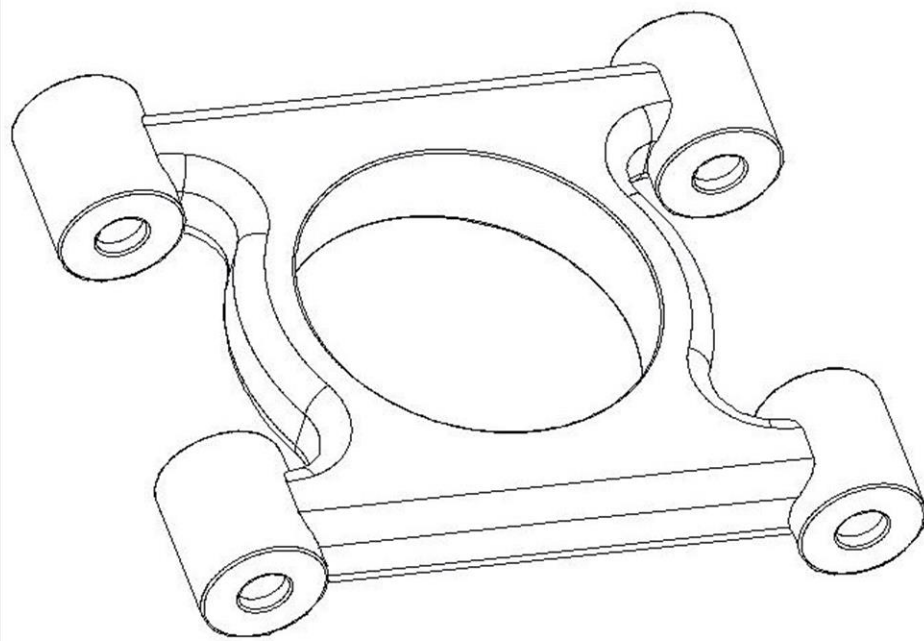


TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

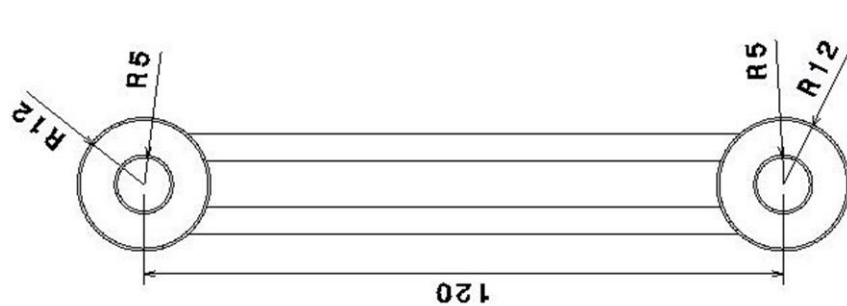
F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
Escala:	Título:		Data:
1:2		Eixo de tração	15/08/2014
			Trab.: 8



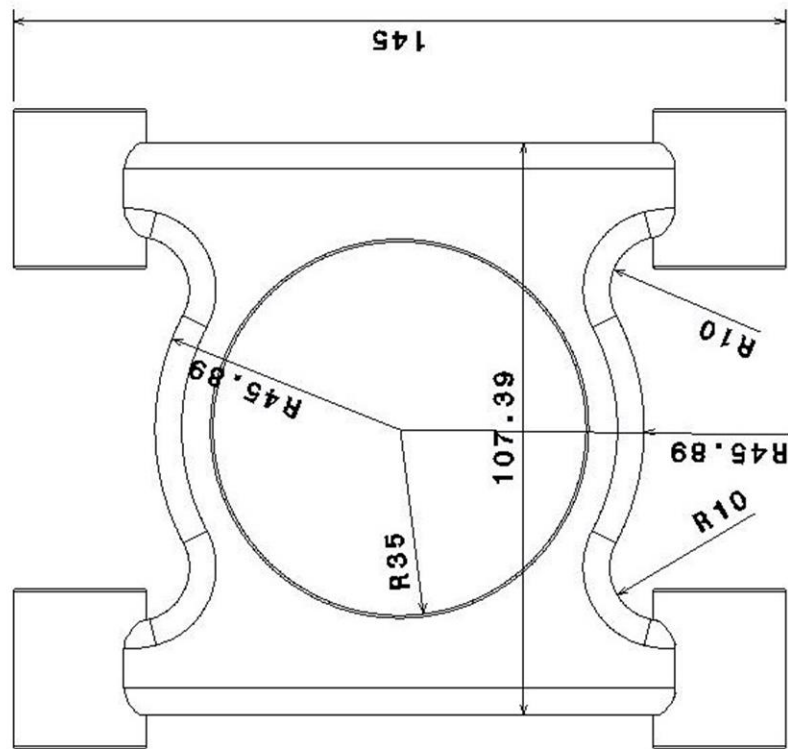
F G A	Nome:	Welder Araújo Ribeiro	Matrícula:	09/0015100	Brasília
Escala:	Título:	Manga Dianteira			
1:2			Data:	15/08/2014	
			Trab.:	9	



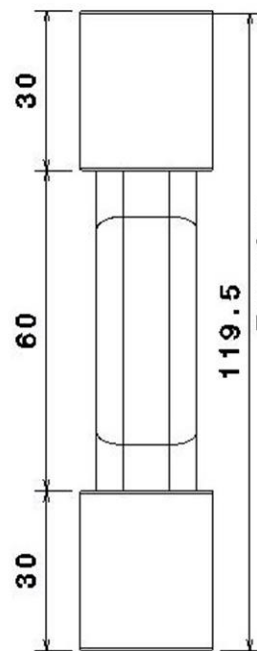
Isometric view
Scale: 1:1



Left view
Scale: 1:1



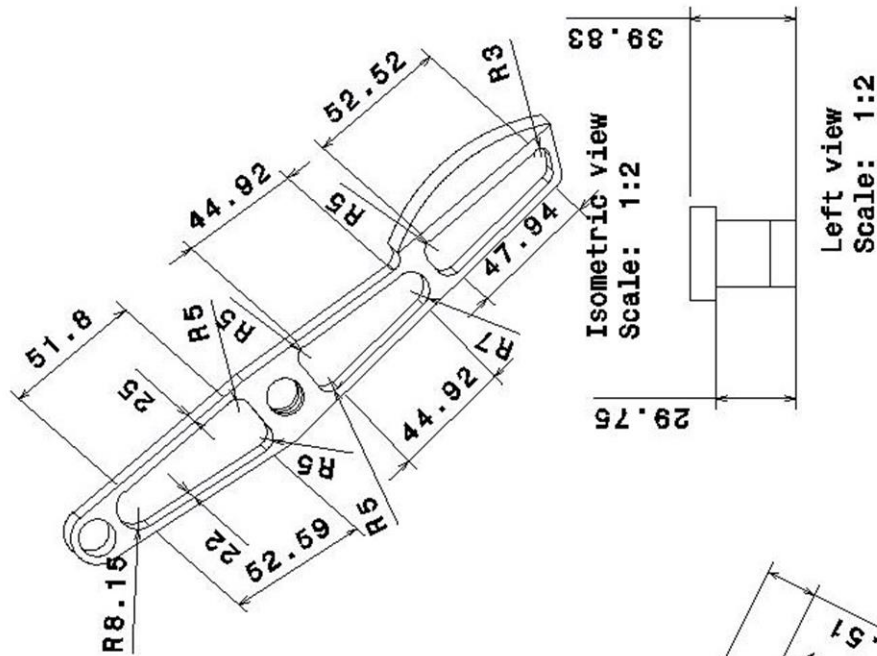
Front view
Scale: 1:1



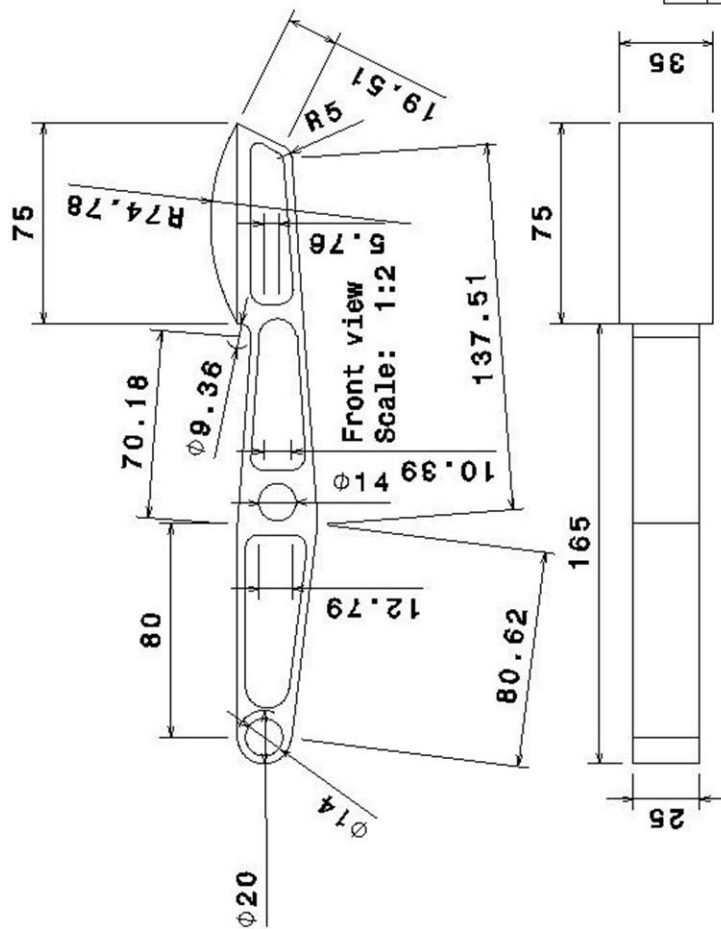
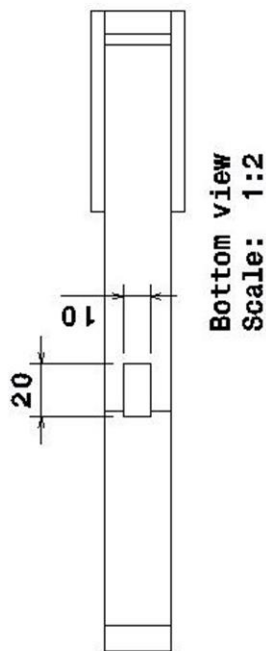
Top view
Scale: 1:1

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
Escala:	Título:		Data:
1:1		Welder Araújo Ribeiro	15/08/2014
		Manga Traseira	Trab.: 10

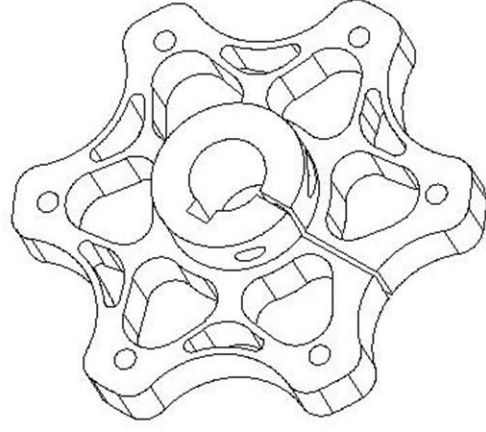


Left view
Scale: 1:2

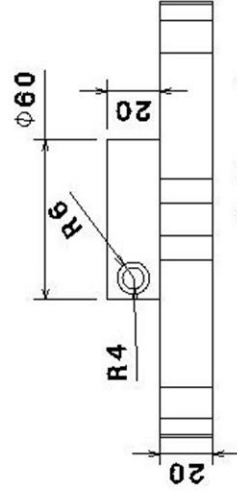


TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

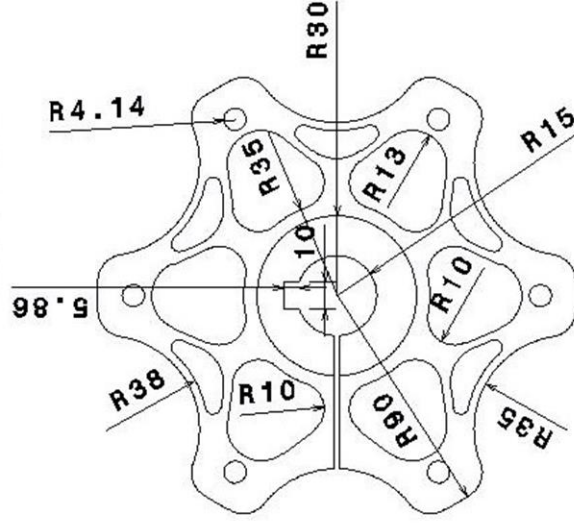
F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
Escala:	Welder Araújo Ribeiro	09/0015100	
1:2	Título:		Data:
	Pedal embreagem e freio		15/08/2014
			Trab.: 11



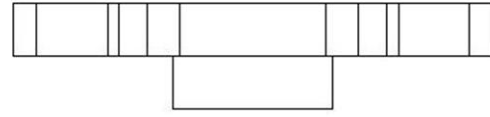
Isometric view
Scale: 1:2



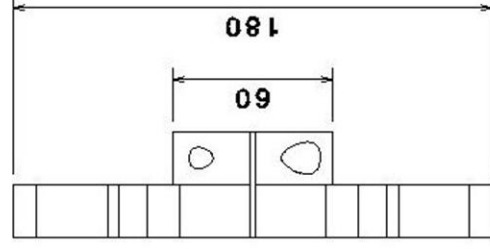
Bottom view
Scale: 1:2



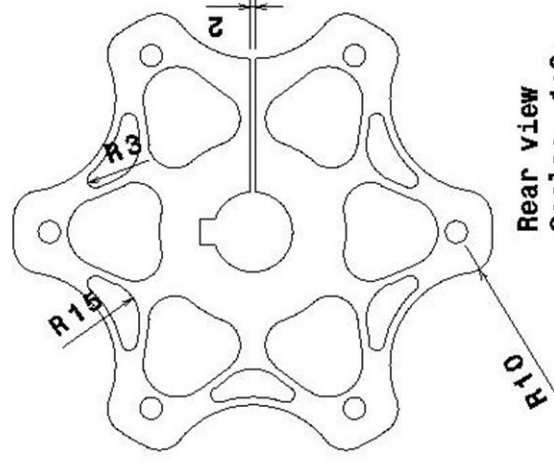
Front view
Scale: 1:2



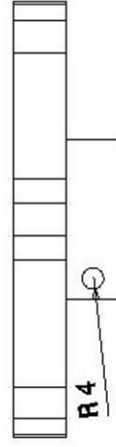
Right view
Scale: 1:2



Left view
Scale: 1:2



Rear view
Scale: 1:2

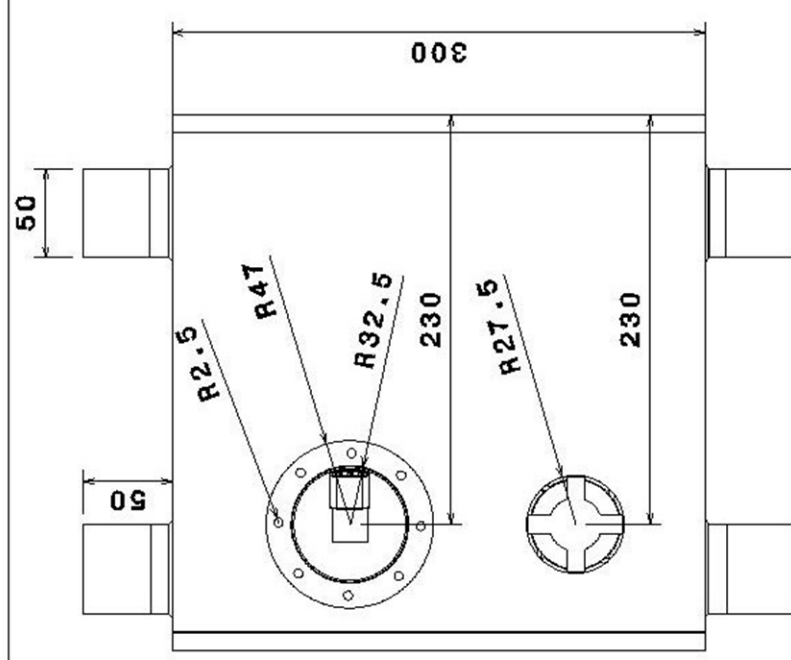


Top view
Scale: 1:2

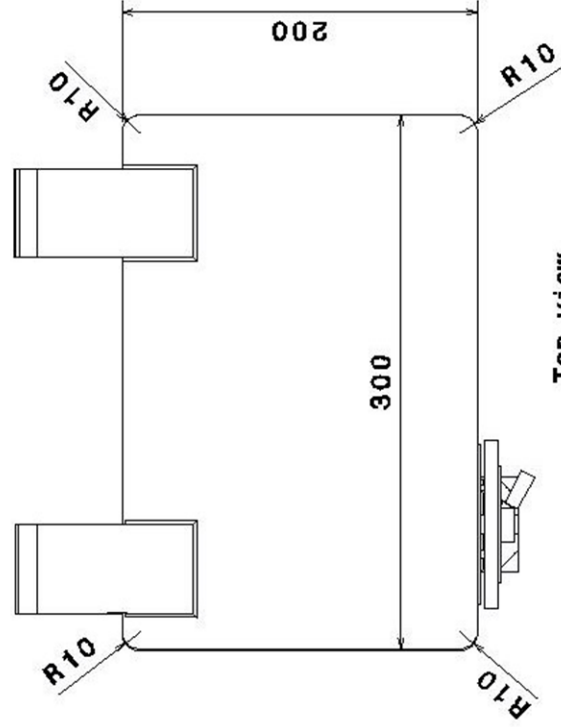


TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

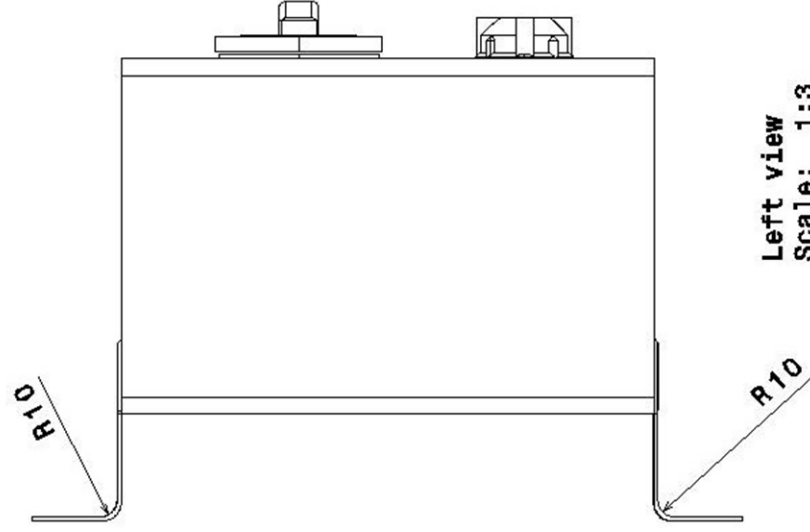
F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
	Escala:	Título:	Data:
	1:2	Welder Araújo Ribeiro	15/08/2014
		Suporte Coroa	Trab.: 12



Front view
Scale: 1:3



Top view
Scale: 1:3



Left view
Scale: 1:3



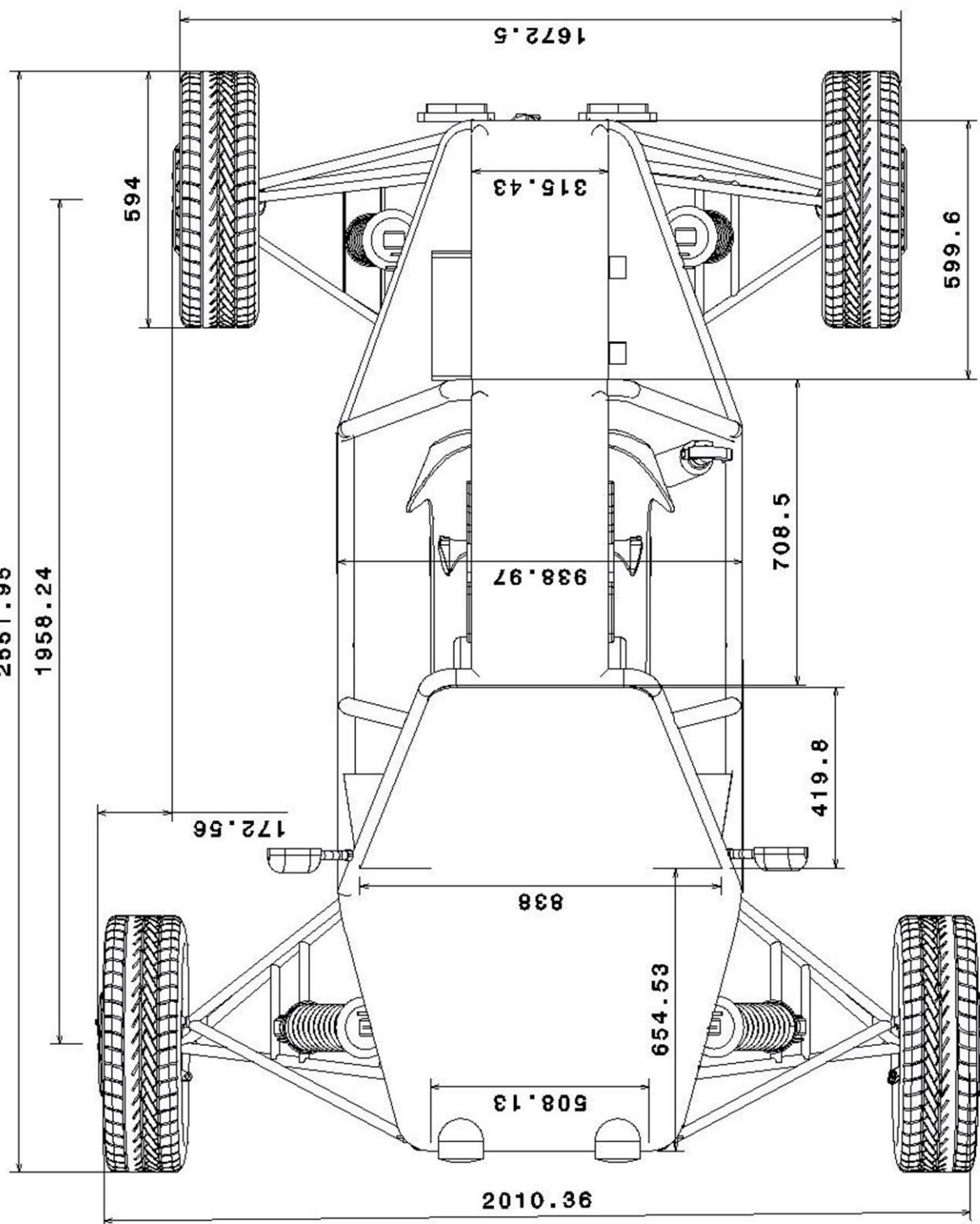
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
Escala:	Título:		
1:3		09/0015100	
			Data:
			15/08/2014
			Trab.:
			13

Tanque de combustível

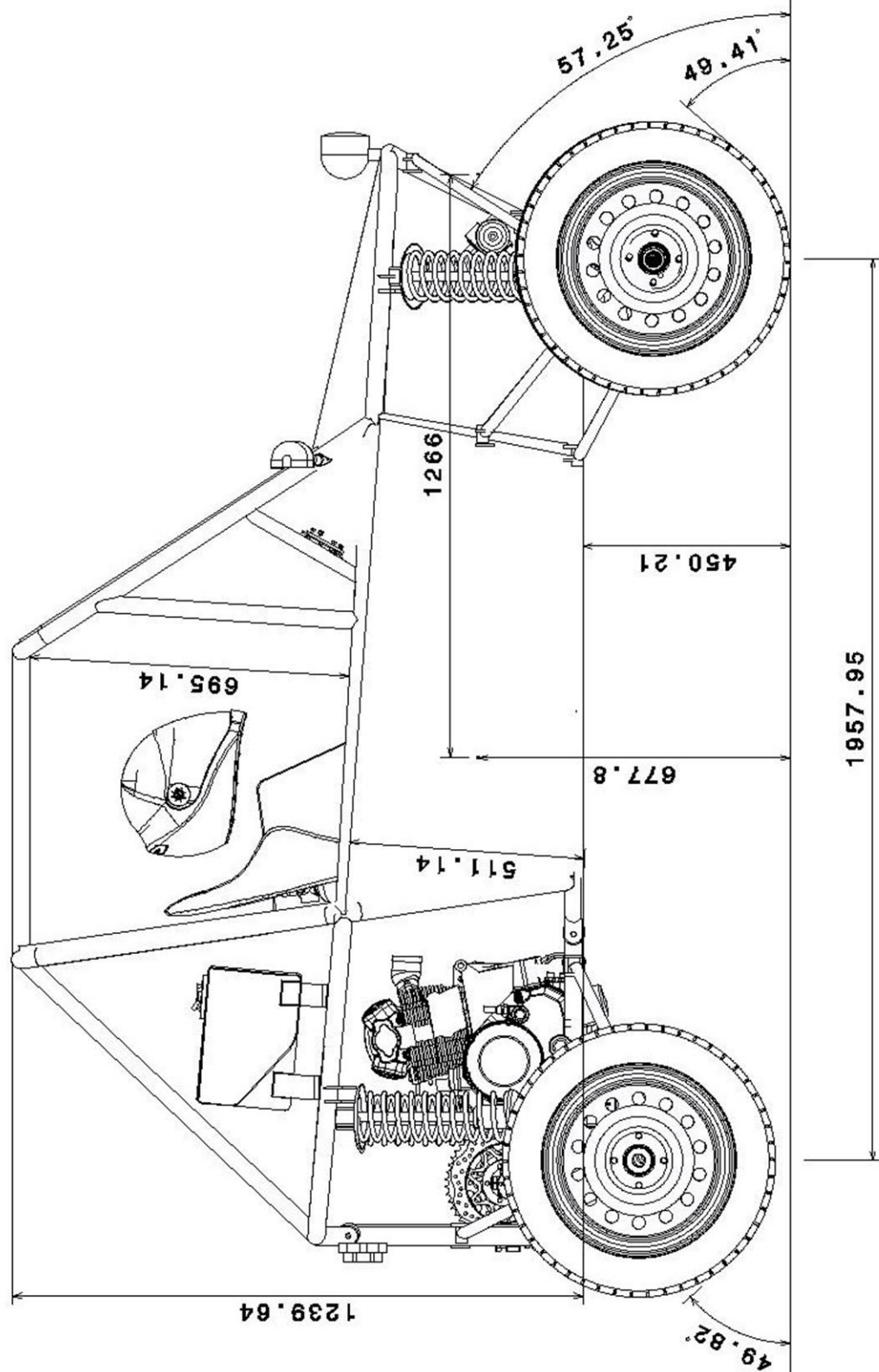
2551.95

1958.24



TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome:	Matrícula:	Brasília
Escala:	Título:	09/0015100	Data:
1:10	Vista de Topo	15/08/2014	Trab.: 14



TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

F G A	Nome: Welder Araújo Ribeiro	Matrícula: 09/0015100	Brasília
Escala: 1:10	Título: Vista Lateral	Data: 15/08/2014	Trab.: 15